

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э. А. Петровский

«_____» _____ 20__ г.

БАКАЛАВАРСКАЯ РАБОТА

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело», профиль 21.03.01.07
«Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового
производства»

Разработка системы управления запорным устройством трубопроводов
диаметром 300 мм

Руководитель _____ доцент, к.т.н А. К. Данилов

Выпускник _____ В. В. Коваленок

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Э. А. Петровский
«____» _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студент Коваленок Виталий Викторович

Группа ГБ13-04 Направление 21.03.01.07

Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства

Тема выпускной квалификационной работы: Разработка системы управления запорным устройством трубопровода диаметром 300 мм

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР к.т.н., доцент Данилов Александр Константинович

Исходные данные для ВКР Запорное устройство ДУ-300; мощность привода 200 Вт, время перекрытия запорного органа 30с.

Перечень рассматриваемых вопросов (разделов ВКР): Обзор запорных устройств нефтепроводов; обзор существующих конструкций приводов для управления запорными устройствами; обзор применяемых электродвигателей; расчет необходимой мощности двигателей; проектирование и моделирование привода; обзор применяемых синтетических материалов в машиностроении.

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов: Электрический привод клиновой задвижки Ду-300 (А1), Ведомое зубчатое колесо (А3), Ведущее шестерня №1 (А4), Ведущее шестерня №2 (А4), Колесо эксцентрикового механизма (А3), Плашка №1 (А4); Плашка №2 (А4); Вал (А3).

Руководитель ВКР

подпись

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

подпись, инициалы и фамилия студента

« ____ » _____ 20__ г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Разработка системы управления запорным устройством трубопроводов диаметром 300 мм» содержит 73 страницы текстового документа, 27 использованных источников, 6 листов графических материалов.

Объект работы: Электрический привод для запорной арматуры.

Цель работы: Разработка электрического привода с применением двух электрических двигателей малых по габаритным размерам и достаточными для открытия и закрытия запорного элемента.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) Анализ недостатков современных конструкций электроприводов запорных устройств нефтепроводов;
- 2) Расчет необходимого усилия для перемещения запорного органа, усилия вдоль шпинделя, нахождение необходимой мощности электродвигателя и расчет цилиндрической передачи;
- 3) Разработать и спроектировать электрический привод;
- 4) Достоинства применения синтетических материалов в качестве основного материала изготовления некоторых деталей данного привода.

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы была проанализирована информация о конструкциях современных нефтетрубопроводов, запорных арматур и электроприводов. Сформулирована и решена задача по конструированию электропривода.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	7
1 Анализ современных систем управления запорным устройством	9
1.1 Конструкции запорных устройств	9
1.2 Устройство электропривода	12
1.3 Обзор электродвигателей привода запорного устройства	15
1.3.1 Асинхронный электродвигатель	16
1.3.2 Синхронный электродвигатель	19
1.3.3 Вентильный электродвигатель	21
1.4 Обзор редукторов для электроприводов запорных устройств	23
1.4.1 Цилиндрический редуктор	23
1.4.2 Червячный редуктор	25
1.4.3 Планетарный редуктор	27
1.5 Характеристики режимов работы электродвигателей	28
1.6 Патентно-информационный обзор электроприводов	35
1.6.1 RU 2419018 «Электропривод запорной арматуры»	35
1.6.2 RU 2457385 «Универсальный высокомоментный многооборотный электропривод запорной арматуры трубопроводного транспорта»	38
1.6.3 RU 2213896 «Электромеханический привод трубопроводной арматуры»	42
1.7 Выводы	44
2 Расчетная часть	46
2.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи	46
2.2 Расчет усилий для перемещения клина и максимального усилия вдоль шпинделя	49
2.3 Подбор электродвигателя. Расчет кинематических параметров	53
2.4 Расчет эксцентрикового механизма	55
3 Проектирование электропривода	58
3.1 Запорное устройство	58

3.2 Выбор электродвигателей.....	59
3.3 Выбор конструкции привода.....	61
3.4 Проектирование передач	63
3.5 Вывод.....	65
4 Применение полимеров в машиностроении	66
Заключение.....	69
Список используемых источников	70
Приложение А. Графические материалы	74

ВВЕДЕНИЕ

Магистральные нефтепроводы представляют собой комплекс сооружений, предназначенный для транспортировки нефти и нефтепродуктов от мест добычи до мест переработки и дальнейшей транспортировки. Этот комплекс включает в себя линейную часть, головную и промежуточные насосные станции, конечные пункты, а также запорные устройства.

Для перекрытия потока нефтепродуктов в магистральных трубопроводах используются различные виды запорных устройств: клиновые задвижки, шиберные задвижки и др. Обычно применяют задвижки с ручным управлением, но также широко распространенным является применение систем для дистанционного управления запорным устройством. Особенно актуальным является применение электропривода для быстрого реагирования и управления запорным устройством при прорывах нефтепровода в удаленных местах использования, а также, в местах, где человек не в состоянии мгновенно отреагировать на изменение ситуации путем ручного управления арматурой.

К задачам управления электроприводами относятся: осуществление пуска запорного элемента, торможение, управление положением рабочего органа запорного устройства. Так же при этом должны быть обеспечены наибольшая производительность механизма, наименьшие капитальные затраты, расход электроэнергии, возможность снижения цены на продукцию, упрощение в обслуживании, надежность и долговечность.

Но использование электрической системы управления имеет ряд недостатков. Так, при быстром перекрытии нефтепровода запорным устройством, имеет место возникновения гидравлического удара, что в свою очередь влечет за собой огромные экономические потери.

Цель работы: Усовершенствование существующих систем управления запорным устройством нефтепровода, путем использования двух

электродвигателей вместо одного, один из которых будет работать на открытие запорного элемента, а другой – на закрытие.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) Анализ недостатков современных конструкций электроприводов запорных устройств нефтепроводов;
- 2) Расчет необходимого усилия для перемещения запорного органа, усилия вдоль шпинделя, нахождение необходимой мощности электродвигателя и расчет цилиндрической передачи;
- 3) Разработать и спроектировать электрический привод;
- 4) Достоинства применения синтетических материалов в качестве основного материала изготовления некоторых деталей данного привода.

Разработка данной конструкции электрического привода позволит улучшить технико-экономические характеристики, снизить время на проведение ремонтных работ, обслуживания и эксплуатацию, повысит надежность и безотказность работы системы управления.

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы была проанализирована информация о конструкциях современных нефтепроводов, запорных арматур и электроприводов. Сформулирована и решена задача по конструированию электропривода.

1 Анализ современных систем управления запорным устройством

1.1 Конструкции запорного устройства

Регулирование запорным устройством нефтепровода может осуществляться ручным приводом, так и при помощи электрического, гидравлического и пневматического привода.

Задвижка – разновидность запорной трубопроводной арматуры, запирающий элемент которой перемещается перпендикулярно оси потока рабочей среды. Область их применения очень широка и включает в себя объекты нефтяной, газовой, химической, энергетической и многих других промышленности, а также системы жилищно-коммунального хозяйства. Задвижки устанавливаются почти на любых технологических и транспортных трубопроводах диаметрами от 15 до 2000 мм, давлениях до 25 МПа и температурах рабочей среды до +565°C [1].

Особенностью, по которой классифицируются задвижки, является различия в конструкции запорного органа. Можно выделить несколько типов задвижек:

Задвижка клиновая – самая распространенная (рисунок 1). У такой задвижки поверхности затвора образуют между собой острый угол – клин.

Задвижка параллельная – поверхности запирающего элемента параллельны друг другу.

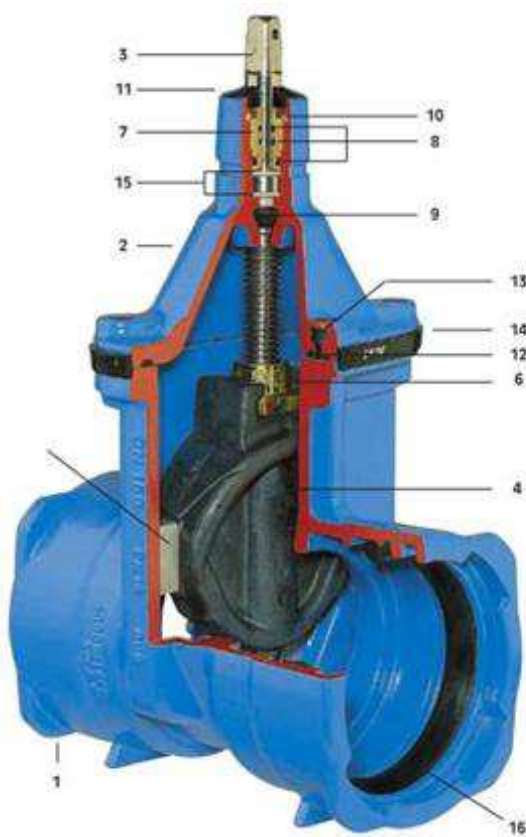
Задвижка шиберная ножевая – у такой задвижки функцию затвора выполняет металлический шибер – нож, способный разрезать механические включения в рабочей среде.

Задвижка шиберная для магистральных трубопроводов – предназначена для использования в качестве запорного устройства на магистральных нефте- и нефтепродуктопроводах. Диаметр трубопроводов от 300 до 1200 мм.

Задвижка шиберная для фонтанной арматуры – отличается полной герметичностью затвора за счет постоянного поджатия седел и наличием в задвижках нагнетательного и спускного клапанов [2].

Задвижка с обрезиненным клином – это клиновая задвижка, у которой клин покрыт мягким полимерным уплотнением, что обеспечивает высокую герметичность и уменьшение крутящего момента при открытии-закрытии.

По характеру движения шпинделя различаются задвижки с выдвижным или невыдвижным (вращаемым) шпинделем. В первом случае при открытии и закрытии задвижки шпиндель совершает поступательное или вращательно-поступательное движение, во втором – только вращательное.



1 – корпус, 2 – крышка, 3 – шпиндель, 4 – клин, 5 – направляющие клина, 6 – гайка клина, 7 – втулка с О-образным сальником, 8 – О-образные сальники, 9 – внутренний резиновый манжет, 10 – кольцо, 11 – резиновый пыльник, 12 – резиновая прокладка, 13 – болты крышки, 14 – защитное кольцо, 15 – шайбы скольжения

Рисунок 1 – Разрез клиновой задвижки

Задвижка клиновая относится к запорным устройствам, в которых проход перекрывается поступательным перемещением затвора в направлении, перпендикулярном движению потока транспортируемой среды. Задвижки клиновые эксплуатируются на трубопроводах, предназначенных для транспортировки воды, водяного пара, нефти, жидких неагрессивных нефтепродуктов, жидкого и газообразного аммиака. Задвижка клиновая имеет клиновый затвор, на котором уплотнительные поверхности расположены под углом друг к другу. Клин может быть цельным жестким, цельным упругим или составным двухдисковым. В задвижке клиновой корпус и клин, а также верхнее уплотнение в крышке наплавлены высоколегированной сталью. Это обеспечивает разгрузку сальника при открытом затворе и позволяет заменить сальниковую набивку во время работы [3].

В клиновых задвижках сёдла в корпусе расположены под углом друг к другу, а затвор представляет собой устройство в виде клина, который в положении «закрыто» плотно входит в пространство между сёдлами.



Рисунок 2 – Шиберная задвижка

Особенностью шиберной задвижки (рисунок 2) является то, что ее возможно использовать не только для закрытия или открытия потока рабочей жидкости, но и для регулировки потока жидкости.

В шиберной задвижке используется запорный элемент (шибер) представляющий собой металлический клин, способный разрезать механические включения в жидкости.

Главным недостатком таких задвижек является сильный коррозионный износ. Во избежание неблагоприятных последствий запорное устройство изготавливают из антикоррозионных сплавов, обрабатывают газотермическим напылением и плазменной наплавкой коррозионно-стойких покрытий [4].

Как и другие задвижки, шиберная имеет свои преимущества. К преимуществам можно отнести:

- сравнительная простота конструкции;
- малое гидравлическое сопротивление;
- возможность применения в различных условиях эксплуатации.

К недостаткам можно отнести:

- большая строительная высота;
- большое время, требуемое на открытие или закрытие задвижки;
- сложности ремонта задвижки в процессе эксплуатации.

1.2 Устройство электропривода

В современном машиностроении для управления запорным устройством широкое применение получили электрические приводы, представляющие собой механическую систему зубчатых передач и электродвигателя.

Электропривод – это управляемая электромеханическая система. Её назначение – преобразовывать электрическую энергию в механическую и обратно и управлять этим процессом [5].

В нефтегазовой сфере используются электроприводы серии ГЗ для различных диаметров трубопровода:

– электроприводы серии ГЗ-А.70. Компактные электроприводы для запорной арматуры малого диаметра – до ДУ 100 мм. Переход на ручное управление осуществляется после снятия защитного колпачка. Передаточное отношение: маховик – выходной вал – 1:1. Настраиваемый крутящий момент до 90 Н · м;

– электроприводы серии ГЗ-А.100, ГЗ-А.150. Электроприводы для запорной арматуры до ДУ 150 мм. Переход на ручное управление приводом осуществляется при переключении рычага режимов работы. Передаточное отношение: маховик – выходной вал – 1:1. Настраиваемый крутящий момент до 180 Н · м;

– электроприводы серии ГЗ-Б. Электроприводы для задвижек до ДУ 400 мм в стандартном исполнении. Передаточное отношение: маховик – выходной вал – 1:1. Настраиваемый крутящий момент до 390 Н · м;

– электроприводы серии ГЗ-В, ГЗ-Г, ГЗ-Д. Электроприводы для задвижек большего диаметра - до ДУ 1200 мм. Передаточное отношение: маховик – выходной вал – 33:1. Настраиваемый крутящий момент до 6800.

Механическая часть (редуктор) состоит из подвижного органа электромеханического преобразователя, механических передач и исполнительного органа установки, в котором полезно реализуется механическая энергия [6].

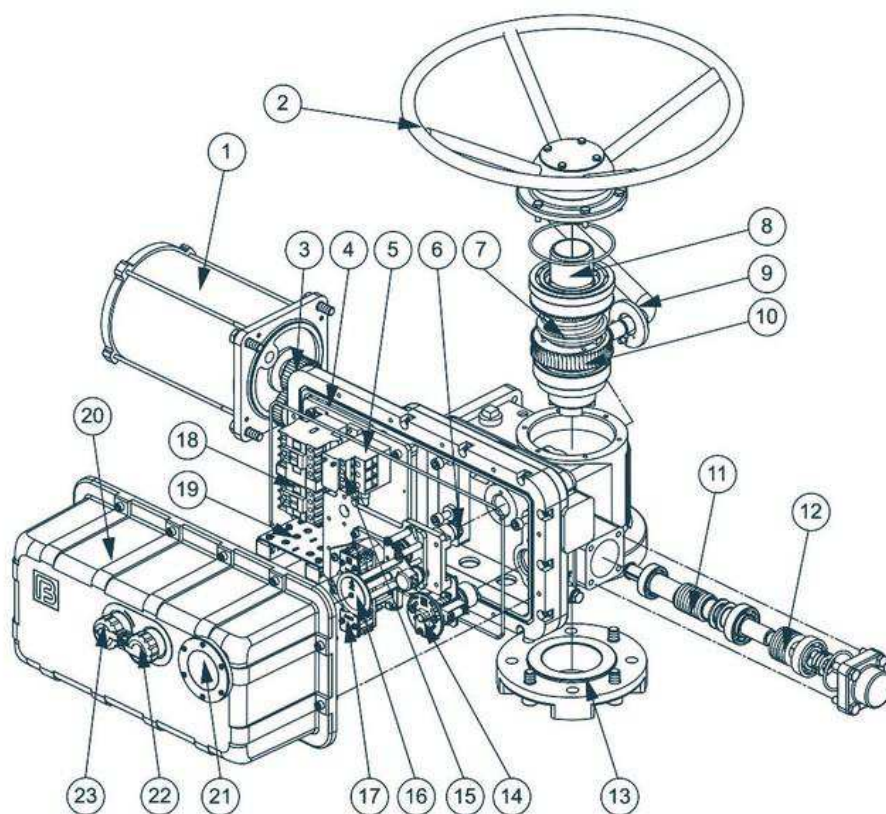
Редукторы классифицируют по нескольким признакам, важнейшими из которых являются: тип используемых передач, количество ступеней, взаимное расположение осей и их положение в пространстве, способ крепления и др. При этом тип передачи – главный классификационный признак.

Типы редукторов:

- цилиндрический редуктор;
- конический редуктор;
- червячный редуктор;
- планетарный редуктор;

– комбинированный редуктор (редуктор с различными комбинациями типов передач).

В зависимости от величины и вида перемещения штока арматуры, электроприводы делятся на конструктивно разные типы приводов: неполнооборотный, многооборотный, прямоходный, рычажный.



1 – электродвигатель, 2 – маховик ручного дублера, 3 – прямозубая цилиндрическая шестерня, 4 – основной корпус, 5 – прокладка, 6 – переходной вал ограничителя хода, 7 – пружина полуавтоматической муфты, 8 – выходной вал, 9 – рычаг переключения режимов, 10 – червячное колесо, 11 – червячный вал, 12 – набор тарельчатых пружин, 13 – монтажный фланец, 14 – двухсторонняя муфта ограничителя крутящего момента, 15 – блок тепловой защиты, 16 – индикатор положения затвора арматуры, 17 – ограничитель хода выходного вала, 18 – реверсивные магнитные пускатели, 19 – клеммные колодки контактных соединений, 20 – крышка корпуса, 21 – окно индикатора положения, 22 – переключатель командный (открыть/закрыть/стоп) П2, 23 – переключатель местного/дистанционного управления П1

Рисунок 3 – Многооборотный электропривод с двухсторонней муфтой ограничения крутящего момента серии ГЗ-Б

1.3 Обзор электродвигателей привода запорного устройства

Электрический двигатель (электродвигатель) является устройством для преобразования электрической энергии в механическую и приведения в движение машин и механизмов.

Основным принципом, по которому классифицируются электродвигатели, является род электрического тока, применяемый для питания электродвигателей. Различают двигатели переменного и постоянного тока.

Существуют следующие виды электрических двигателей постоянного тока:

1) независимого возбуждения – обмотка возбуждения подключена к отдельному источнику питания, поэтому ток возбуждения не зависит от тока якоря;

2) параллельного возбуждения – в этом электродвигатели обмотка якоря и обмотка возбуждения подключены параллельно к сети;

3) последовательного возбуждения – обмотка якоря и обмотка возбуждения подключены последовательно к источнику питания;

4) смешанного возбуждения – имеются обмотки как последовательные, так и параллельные;

5) с возбуждением от постоянных магнитов – отличительной особенностью является устройство магнитной системы, которая позволяет получать огромные крутящие моменты;

6) с полым немагнитным якорем – якорь такого двигателя выполняется в виде тонкостенного стакана из немагнитного материала, недостатком является большой воздушный зазор на пути магнитного потока;

7) с печатным якорем – отличительной особенностью такого электродвигателя является отсутствие металлического сердечника в якоря и изготовление его обмотки по технологии печатных плат, позволяющей исключить трудоемкие намоточные работы и т.д.

Электродвигатели переменного тока могут быть:

1) асинхронный с короткозамкнутым ротором – отличительной особенностью такого электродвигателя является то, что обмотка ротора выполнена бесконтактной, т.е. не она не соединена ни с одной внешней цепью, что сказывается на высокой надежности двигателя;

2) асинхронный с фазным ротором – обладает хорошими пусковыми и регулировочными характеристиками;

3) двойного питания – конструктивно напоминает электродвигатель с фазным ротором, но отличительной особенностью является раздельное питание статора и ротора, что позволяет задавать свою частоту для каждой обмотки, что приводит к нужным изменениям в скорости;

4) реактивный синхронный – вращающий момент обусловлен неравенством магнитных проводимостей по поперечной и продольной осям ротора, не имеющего обмоток возбуждения или постоянных магнитов;

5) синхронный гистерезисный – ротор двигателя выполнен из магнитного материала с большим остаточным намагничиванием, пуск в ход которого осуществляется за счет потерь на гистерезисе в роторе и другие [7].

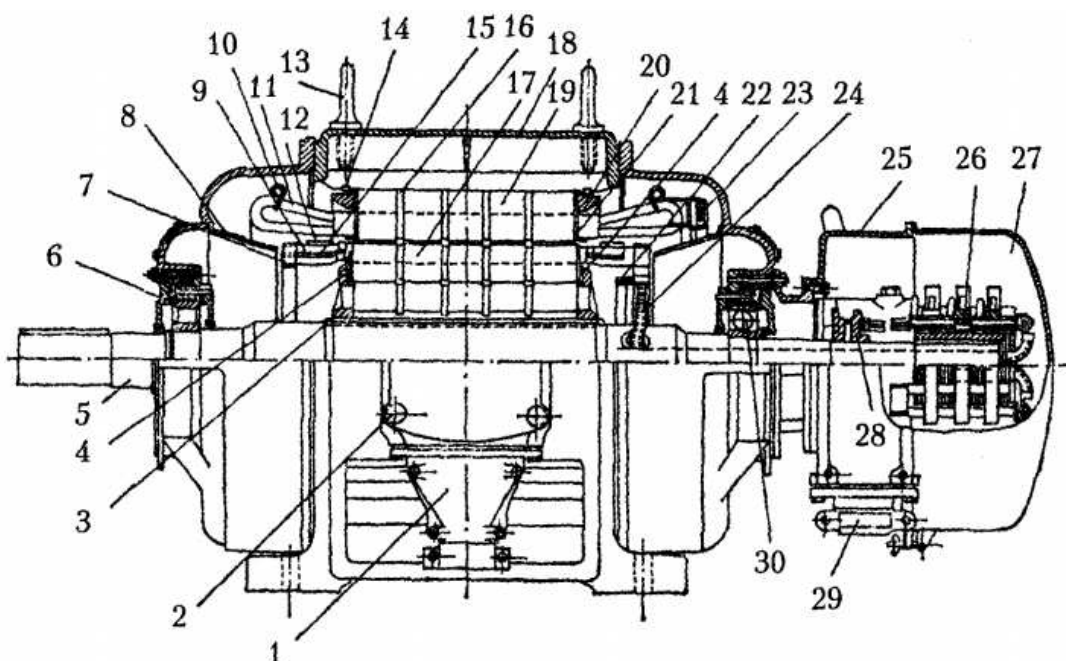
Также двигатели постоянного тока по наличию щеточно-коллекторного узла подразделяются на коллекторные и бесколлекторные.

1.3.1 Асинхронный электродвигатель

Асинхронные двигатели можно отнести к бесколлекторным машинам переменного тока или с вращающимся магнитным полем. Само слово асинхронные объясняется тем, что в процессе работы двигателя скорость вращения ротора отличается от скорости вращения магнитного поля, проще говоря магнитное поле и ротор вращаются несинхронно.

Работа асинхронного двигателя основана на взаимодействии электрического тока, протекающего в обмотке ротора, с вращающимся магнитным полем, возбуждаемым обмотками статора. Статор асинхронного

двигателя состоит из корпуса, сердечника и обмоток. Корпус является конструктивным элементом машины и практически не участвует в электромагнитных процессах. Сердечник статора изготавливается из листов электротехнической стали и представляет собой полый цилиндр, на внутренней поверхности которого имеются пазы для укладки обмоток [8].



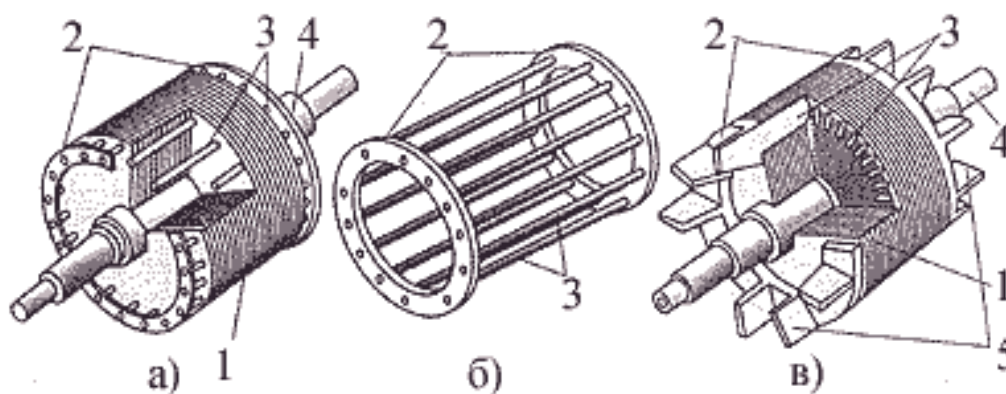
- 1 - кабельная муфта; 2 - выводная коробка концов обмотки статора; 3 - кольцевые шпонки крепления сердечника ротора; 4 - нажимные шайбы сердечника ротора; 5 - вал ротора; 6, 30 - шариковый и роликовый подшипники; 7 - медные соединительные хомутики стержней обмотки ротора; 8 - диффузоры для направления поступающего через подшипниковые щиты охлаждающего воздуха; 9 - стержни обмотки ротора; 10 - бандажные кольца; 11 - обмотка статора; 12 - проволочные бандажи обмотки ротора; 13 - подъемные кольца; 14 - дуговые шпонки; 15 - кольцевые изоляционные прокладки; 16 - радиальные вентиляционные каналы; 17 - сердечник ротора; 18 - литой корпус статора; 19 - сердечник статора; 20, 21 - нажимные пальцы и кольца сердечника статора; 22 - кольцо для соединения концов обмотки ротора в «звезду»; 23 - межкатушечные и межгрупповые соединения обмотки статора; 24 - выводы концов обмотки ротора к контактным кольцам; 25, 27 - коробка и колпак контактных колец; 26 - контактные кольца; 28 - подвижная втулка с контактами для замыкания выводов и обмотки ротора накоротко; 29 - муфта для вывода концов обмотки ротора к внешней цепи

Рисунок 4 – Трехфазный асинхронный двигатель с фазным ротором 180 кВт и 975 об/мин

На внешней поверхности ротора и на внутренней поверхности статора имеются пазы для размещения проводников обмоток статора и ротора. Обмотка статора называется первичной, так как она выполняется трехфазной

и подключается к сети трехфазного тока. Обмотка ротора тоже может быть выполнена трехфазной аналогично обмотке статора. Начало фаз такой обмотки ротора соединяются с помощью колец и металлографитных щеток, а концы обычно соединяются в «звезду» (рисунок). Такой асинхронный двигатель называется машиной с фазным ротором, машиной с контактными кольцами или фазной асинхронной машиной. Фазная обмотка статора выполняется с тем же числом полюсов магнитного поля, что и обмотка ротора.

Другой разновидностью обмотки является обмотка в виде «беличьей клетки» (рисунок). В каждом пазу ротора находится медный или алюминиевый стержень, и концы всех стержней с обоих торцов ротора соединены с медными или алюминиевыми же кольцами, которые замыкают стержни накоротко. Такая асинхронная машина называется машиной с короткозамкнутым ротором, или короткозамкнутой [9].



1 – сердечник ротора; 2 – короткозамыкающие кольца обмотки; 3 – стержни обмотки; 4 – вал; 5 – вентиляционные лопатки

Рисунок 5 – Короткозамкнутый ротор асинхронного двигателя (а – с вставленными в пазы стержни; б – «беличья клетка»; в – с обмоткой, выполненной заливкой алюминиевого сплава)

Основными преимуществами асинхронных электродвигателей являются:

- простота изготовления;
- высокая надежность в эксплуатации;
- относительная дешевизна;
- невысокие эксплуатационные затраты.

Однако у таких двигателей есть и ряд недостатков, в частности:

- 1) Высокий пусковой ток, который приводит к быстрому износу изоляции обмоток, контактов и повышению нагрузки на сеть. Поэтому следует обеспечивать повышенную номинальную мощность, что приводит к финансовым затратам;
- 2) Невозможность согласования механического момента на валу с механической нагрузкой в момент пуска, что способствует уменьшению срока службы электродвигателя;
- 3) Сложность точной регулировки скорости работы двигателя;
- 4) Создание электромагнитных помех в момент пуска;
- 5) Ограниченная максимальная скорость частотой сети питания;
- 6) Нерациональный расход энергии из-за большого времени нахождения в режиме холостого хода.

Для устранения недостатков асинхронных двигателей разрабатывают специальные электронные устройства. Так, например, одним из способов решения проблем является модернизация электродвигателя частотным преобразователем, который позволит уменьшить расход потребляемой энергии, обеспечить необходимый пусковой момент, плавный запуск двигателя [10].

1.3.2 Синхронный электродвигатель

Синхронными называются бесколлекторные электрические машины переменного тока, у которых скорость вращения ротора равна скорости вращения магнитного поля, т.е. поле и ротор вращаются синхронно. Синхронные машины, в отличие от асинхронных, преимущественно представлены в классе генераторов. Практически вся электрическая энергия промышленным способом вырабатывается с помощью синхронных генераторов [11]. Они также очень часто используются в автономных источниках питания переменного тока. Синхронные двигатели используются

там, где требуется строго постоянная скорость вращения. Как правило, это мощные приводы в металлургической и горнодобывающей промышленности, приводы насосов и компрессоров магистральных нефте- и газопроводов. Однако в последнее время в сочетании с полупроводниковыми преобразователями частоты они успешно применяются в высококачественных приборных приводах малой и средней мощности с широким диапазоном регулирования скорости вращения [8].

Очень важным свойством синхронных машин является их способность работать при токе, опережающем по фазе напряжение, т.е. генерировать реактивную мощность, компенсируя её потребление другими машинами и установками, питающимися от той же сети.

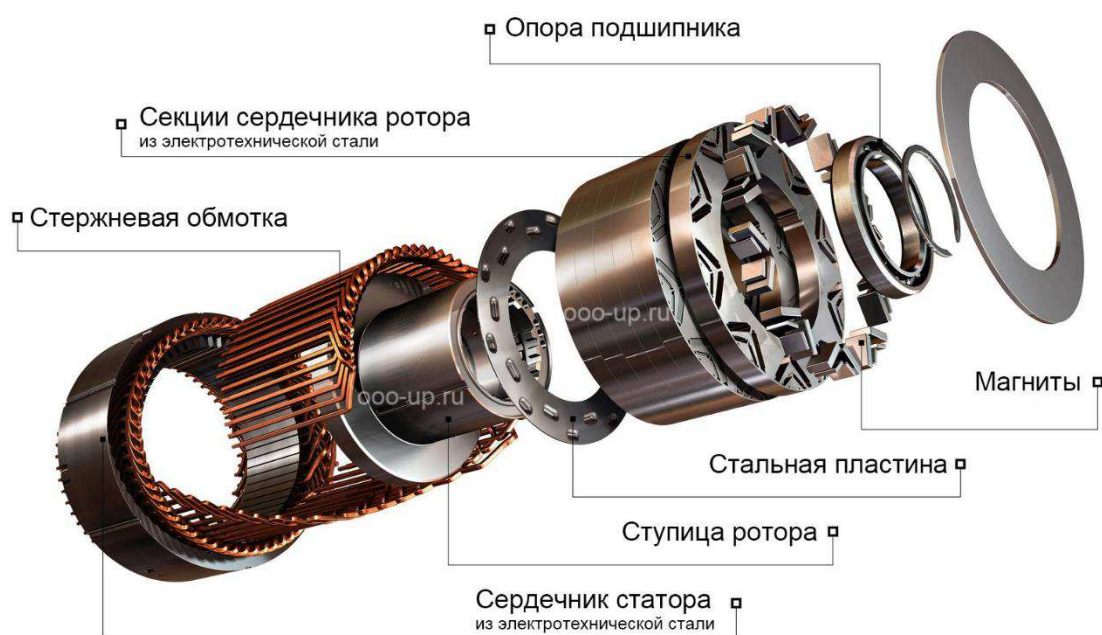


Рисунок 6 – Синхронный электродвигатель со встроенными постоянными магнитами

Синхронный двигатель имеет более сложную конструкцию, чем асинхронный, но обладает рядом преимуществ, что позволяет применять его в более широком диапазоне:

1) Главным достоинством синхронного электродвигателя является возможность получения оптимального режима, который осуществляется путем автоматического регулирования тока возбуждения двигателя;

2) Синхронные электродвигатели менее чувствительны к колебаниям напряжения сети, чем асинхронные. Их максимальный момент пропорционален напряжению сети, в то время как критический момент асинхронного электродвигателя пропорционален квадрату напряжения;

3) Синхронные электродвигатели имеют высокую перегрузочную способность. Кроме того, перегрузочная способность синхронного двигателя может быть автоматически увеличена за счет повышения тока возбуждения, например, при резком кратковременном повышении нагрузки на валу двигателя;

4) Скорость вращения синхронного двигателя остается неизменной при любой нагрузке на валу в пределах его перегрузочной способности [12].

К недостаткам синхронного двигателя можно отнести:

- сложность конструкции;
- сравнительная сложность пуска;
- трудности с регулированием частоты вращения, которое возможно только путем изменения частоты питающего напряжения.

1.3.3 Вентильный электродвигатель

По мере развития машиностроения необходимым является улучшение уже используемых электродвигателей постоянного тока, это связано с недостатками работы щеточно-коллекторного узла. Поэтому было принято решение убрать щетки с коллекторами так, чтобы секции обмоток якоря коммутировали с помощью полупроводниковых ключей (вентилей) [10].

Классический вентильный двигатель может быть определен как электрический двигатель, имеющий датчик положения ротора, управляющий полупроводниковым преобразователем, осуществляющим согласованную

коммутацию обмотки якоря. Разнообразные схемы могут различаться типами полупроводникового преобразователя и источника питания, конструкцией системы возбуждения и обмотки якоря, наличием или отсутствием датчиков положения ротора как явного конструктивного элемента и рядом других признаков. Однако зачастую двигатели, различающиеся некоторыми из этих признаков, имеют близкие или даже идентичные характеристики.



Рисунок 7 – Бесколлекторный (винтовой) электродвигатель

Бесколлекторные электродвигатели обладают рядом достоинств:

1) Простая конструкция. Ротор и статор выполнены в виде пакетов листового магнитомягкого материала, на роторе отсутствуют обмотки и постоянные магниты, фазные обмотки находятся только на статоре. Для уменьшения трудоемкости катушки обмотки якоря могут изготавливаться отдельно, а затем надеваться на полюсы статора;

2) Высокая ремонтпригодность. Простота обмотки якоря повышает ремонтпригодность, т.к. для ремонта достаточно сменить вышедшую из строя катушку;

3) Отсутствие механического коммутатора. Управление электромеханическим преобразователем электропривода/генератора осуществляется с помощью высокоэффективных силовых

полупроводниковых элементов, надежность которых существенно превышает надежность любых механических деталей;

4) Высокие массогабаритные характеристики. В большинстве случаев винтовой электродвигатель может быть выполнен с полым ротором. Толщина спинки ротора при этом должна быть не менее половины ширины полюса. Подбором количества полюсов статора и ротора могут быть оптимизированы массогабаритные характеристики электродвигателя, его мощность при заданном моменте и диапазоне частоты вращения;

5) Низкая стоимость электромеханического преобразователя. Стоимость ВРД оказывается самой низкой из всех известных конструкций электрических машин. Дорогостоящим в рассматриваемой системе электропривода можно считать электронный преобразователь, который является обязательным элементом всех современных регулируемых электроприводов [13].

1.4 Обзор редукторов электроприводов запорных устройств

1.4.1 Цилиндрический редуктор

В современном машиностроении принято считать, что наиболее распространенными являются цилиндрические редуктора. Цилиндрическим называется редуктор, в котором в качестве передач используются цилиндрические зубчатые колеса. Это механизм, который преобразует высокую угловую скорость вращения входного вала в низкую на выходном. Но крутящий момент на выходном валу возрастает пропорционально уменьшению скорости вращения.

Цилиндрические редуктора классифицируются по количеству ступеней передач, например, одно-, двух-, трех- и многоступенчатые. Также по расстоянию между осями валов различают соосные и параллельноосные. В зависимости от типа зубьев используемых колес подразделяются на прямозубые, косозубые, криволинейные и шевронные [14].

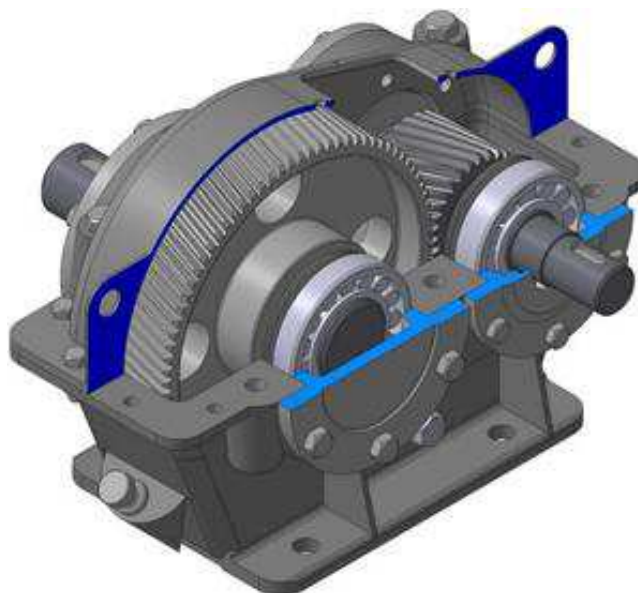


Рисунок 8 – Цилиндрический редуктор с косозубым зацеплением колес

Основными достоинствами, отличающие его от других видов редукторов, являются:

1) Высокий коэффициент полезного действия. Благодаря этому показателю цилиндрический редуктор получил широкое распространение, т.к. он является экономичным в плане потребления энергии. Принято считать, что КПД таких редукторов около 98%, это объясняется невысокими силами трения, возникающих во время работы;

2) Низкое тепловыделение. Данное преимущество дает возможность обходиться без дополнительной системы охлаждения, увеличивает эксплуатационную надежность;

3) Надежность работы при многократных продолжительных периодах с частыми пусками-остановками. Обеспечивается малый износ трущихся поверхностей рабочих колес редуктора, за счет небольшого трения скольжения между ними;

4) Возможность вращения вылов в любую сторону. Данный признак можно относить как к положительному, так и к отрицательному в зависимости от условий применения;

5) Малый люфт выходного вала. Данное преимущество позволяет достигать высокой кинематической точности редуктора, что позволяет

применять данный вид редукторов в системах, где необходимы высокие требования к точности.

Недостатками цилиндрических редукторов являются:

1) Ограничение по передаточному числу. Не рекомендуется делать передаточное отношение одной ступени цилиндрической передачи больше 6,3. Таким образом, чтобы получить большее передаточное число, необходимо будет вводить дополнительные ступени. Такое решение приводит к увеличению массогабаритных размеров редуктора и его металлоемкости, что в большинстве случаев является нерациональным;

2) Повышенная шумность. При работе цилиндрического редуктора линия контакта не постоянна, а возникает вновь при вхождении в контакт очередной пары зубьев. Это приводит к тому, что показатели шумности у цилиндрических редукторов оказываются выше, чем у аналогичных червячных редукторов [13].

1.4.2 Червячный редуктор

Еще одним представителем редукторов являются червячные редуктора, получившие свое название по типу применяемой в них червячной передачи. Вращательное движение червяка (винт со специальной резьбой, отсюда и название редуктора) обеспечивает поступательное (относительно червяка) движение цилиндрического зубчатого колеса.

В червячных редукторах имеется специальная функция самоторможения, которая обеспечивает невозможность вращения ведомого вала при полной остановке ведущего вала.

Главными характеристиками червячного редуктора являются: передаточное отношение, КПД, передаваемая мощность, тип передач, частота вращения и тип передач [15].



Рисунок 9 – Червячный редуктор

К преимуществам данного вида редукторов можно отнести:

- 1) Компактные габариты. Червячная передача занимает намного меньше места, по сравнению с цилиндрическими, так как червячный вал намного компактнее, чем цилиндрический;
- 2) Повышенный уровень передаточных чисел. Данное преимущество способствует повышению крутящего момента, а также увеличению возможностей для снижения частоты вращения;
- 3) Бесшумность работы. Высокий уровень сцепления способствует более тихой работе редукторов;
- 4) Плавный ход;
- 5) Наличие системы самоторможения.

К недостаткам относятся:

- пониженный уровень КПД;
- перегрев;
- наличие ограничений в области передаточной области;
- люфт выходного вала;
- непродолжительный срок службы [16].

1.4.3 Планетарный редуктор

Редуктор называется планетарным из-за планетарной передачи, находящейся в редукторе. Планетарная передача – механическая передача вращательного движения, за счёт своей конструкции способная в пределах одной геометрической оси вращения изменять, складывать и раскладывать подводимые угловые скорости и/или крутящий момент [17].



Рисунок 10 – Планетарный редуктор

Классифицируются планетарные редукторы по количеству ступеней передачи, например, одноступенчатые или многоступенчатые, также по факту жесткого зацепления одного из элементов редуктора бывают простейшие и дифференциальные.

Так как их конструкция состоит из цилиндрических зубчатых колес, то целесообразнее будет выделять преимущества, сравнивая их с цилиндрическими редукторами.

Поскольку в передаче усилия участвует большее число зубьев, нагрузка на каждый из них приходится меньше, что напрямую влияет на их срок

службы. Также особенности конструкции планетарного редуктора, в частности расположение сателлитов, приводит к тому, что возникающие в нем силы взаимно компенсируются, из-за чего нагрузка на опоры падает. Плотная компоновка элементов редуктора приводит к уменьшению его габаритов, а условия зацепления зубьев шестерней – к снижению шумности [18].

Наибольшим недостатком планетарных редукторов является сложность их изготовления и монтажа. Незначительные отклонения в деталях или ошибки при монтаже могут привести к серьезным проблемам при эксплуатации вплоть до поломки редуктора. Причина второго недостатка кроется в возросшей площади контакта зубьев по сравнению с аналогичными по передаваемой мощности цилиндрическими редукторами. Если при малых передаваемых мощностях разница в КПД почти не ощутима, то с их возрастанием также увеличиваются потери на трение, что и приводит к снижению КПД.

1.5 Характеристики режимов работы электродвигателей

Режим работы электрической машины – это установленный порядок чередования периодов, характеризуемых величиной и продолжительностью нагрузки, отключений, торможения, пуска и реверса во время ее работы.

Согласно действующему ГОСТу 52776-2007 «Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики» выделяют 10 типовых режимов работы электродвигателей, в соответствии с международной классификацией имеют условные обозначения S1 – S10 [19].

1) Типовой режим S1. Продолжительный режим.

Продолжительный называется режим, в котором при постоянной неизменной нагрузке, неограниченной по времени, температура двигателя достигает и превышает температуру окружающей среды (рисунок).

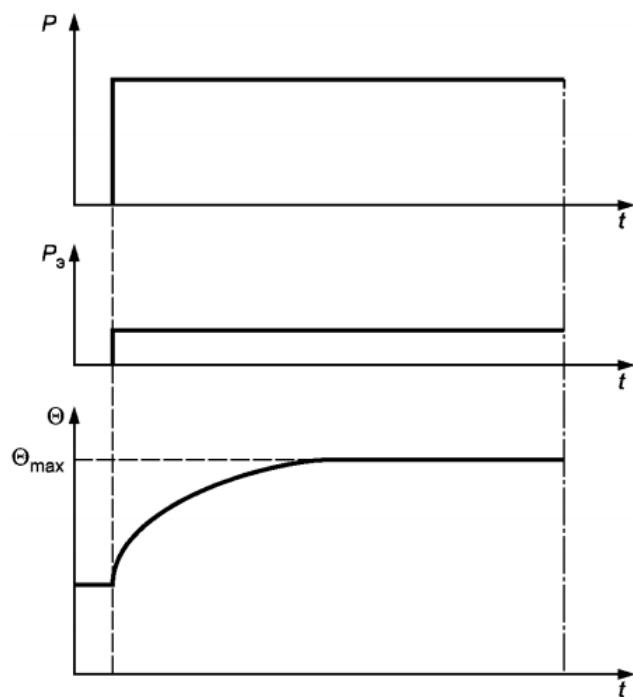


Рисунок 11 – Продолжительный режим

2) Типовой режим S2. Кратковременный режим.

Режим, при котором периоды нагрузки сменяются периодами отключения (рисунок), за этот период температура двигателя опускается до температуры среды.

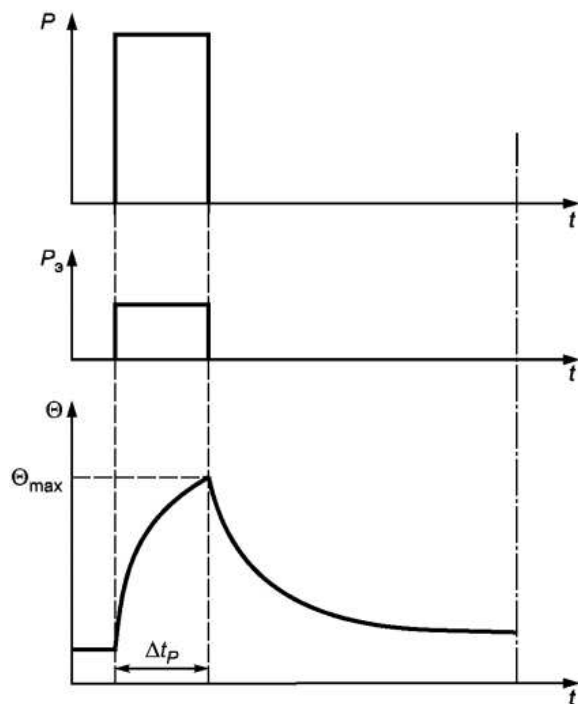


Рисунок 12 – Кратковременный режим

3) Типовой режим S3. Повторно-кратковременный периодический режим.

Повторно-кратковременным называется режим работы электропривода, при котором периоды номинальной нагрузки чередуются периодами отключения электродвигателя (рисунок). При этом превышение температуры электродвигателя за время периода нагрузки не достигает установившегося значения. А за время периода отключения электродвигатель не успевает охладиться до температуры окружающей среды.

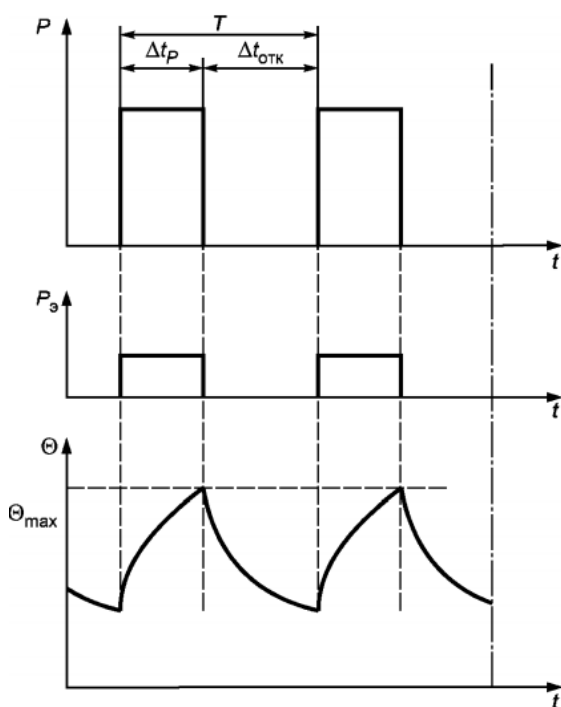


Рисунок 13 – Повторно-кратковременный периодический режим

4) Типовой режим S4. Повторно-кратковременный периодический режим с пусками.

Состоит из последовательных идентичных периодов, включающих в себя время разгона, время работы с постоянной нагрузкой, при этом температура двигателя не поднимается, и время остановки, за которое двигатель не охлаждается.

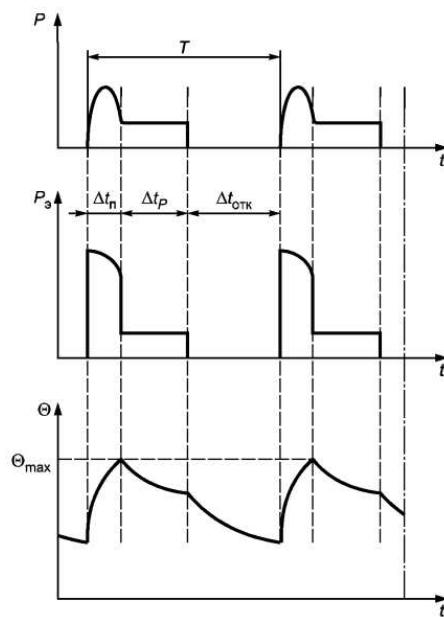


Рисунок 14 – Повторно-кратковременный периодический режим с пусками

5) Типовой режим S5. Повторно-кратковременный периодический режим с электрическим торможением.

Включает все те же операции, что и режим S4, но с учетом времени электрического торможения.

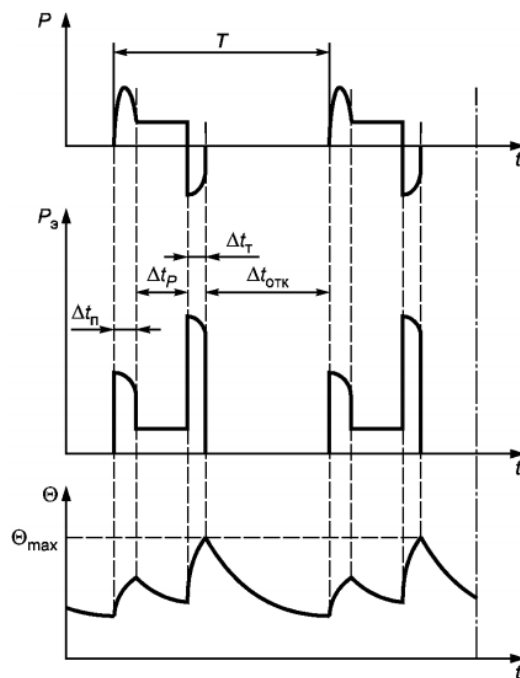


Рисунок 15 – Повторно-кратковременный периодический режим с электрическим торможением

6) Типовой режим S6. Непрерывный периодический режим с кратковременной нагрузкой.

Состоит из циклов, которые включают время на работу при постоянной нагрузке и время работы без нагрузки, при чем температура двигателя не достигает установившегося значения.

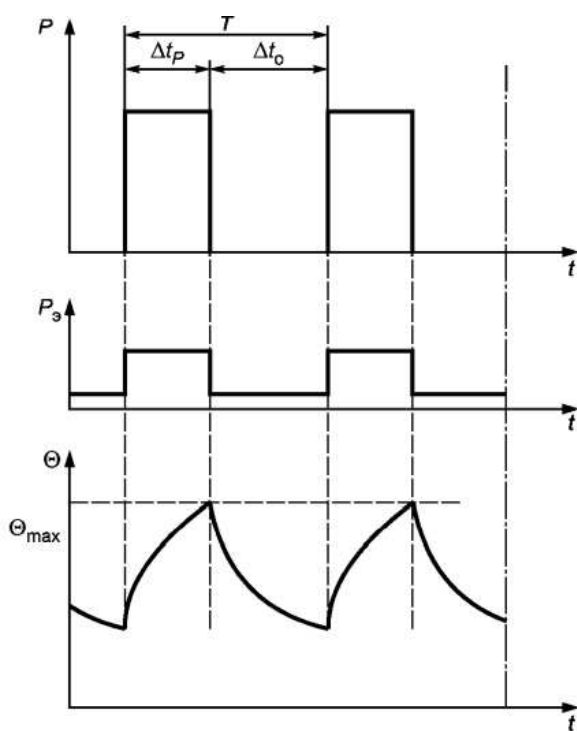


Рисунок 16 – Непрерывный периодический режим с кратковременной нагрузкой

7) Типовой режим S7. Непрерывный периодический режим с электрическим торможением.

Режим, в котором время одного цикла нагрузки состоит из времени разгона, времени работы при постоянной нагрузке и времени электрического торможения. Так как режим не содержит пауз, то относительная продолжительность включения будет равна 100%.

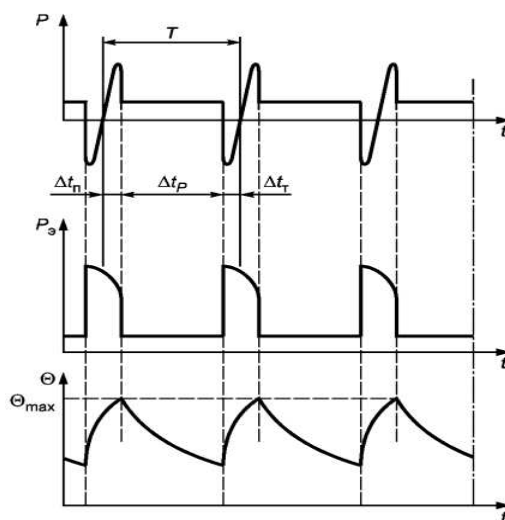


Рисунок 17 – Непрерывный периодический режим с электрическим торможением

8) Типовой режим S8. Непрерывный периодический режим с взаимозависимыми изменениями нагрузки и частоты вращения.

Это последовательность идентичных циклов, каждый из которых включает время разгона, работу с неизменной нагрузкой и частотой вращения, электрическое торможение, работу при другой частоте вращения и нагрузке, электрическое торможение и т.д.

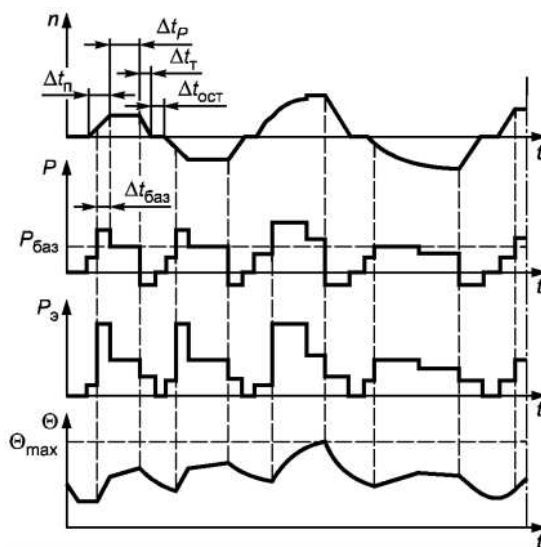


Рисунок 18 – Непрерывный периодический режим с взаимозависимыми изменениями нагрузки и частоты вращения

9) Типовой режим S9. Режим с непериодическими изменениями, нагрузки и частоты вращения.

Этот режим наиболее уязвим к перегрузкам, которые могут значительно превышать допустимую нагрузку. В этом режиме частота вращения и нагрузка изменяются непериодически в допустимом рабочем интервале.

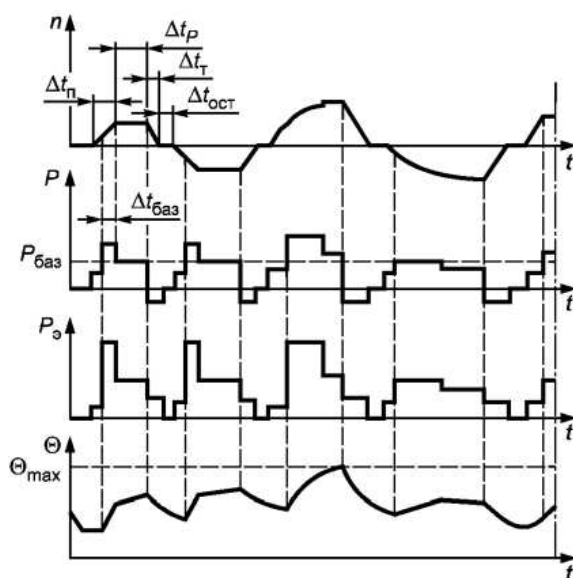


Рисунок 19 – Режим с непериодическими изменениями, нагрузки и частоты вращения

10) Типовой режим S10. Режим с дискретными постоянными нагрузками и частотами вращения.

Режим, состоящий из ограниченного числа дискретных нагрузок и, если возможно, частот вращения, при этом каждая комбинация нагрузки/частоты вращения сохраняется достаточное время для того, чтобы двигатель достиг практически установившегося теплового состояния (рисунок). Минимальная нагрузка в течении рабочего цикла может иметь и нулевое значение.

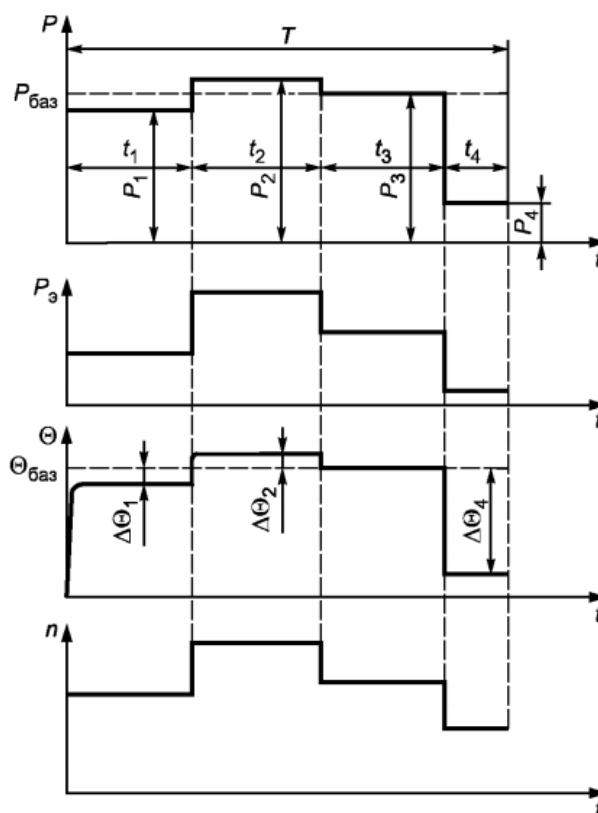
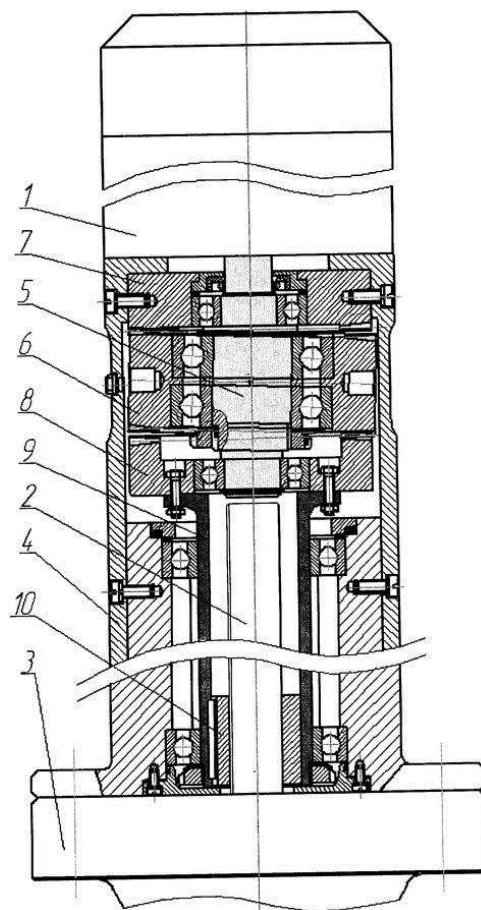


Рисунок 20 – Режим с дискретными постоянными нагрузками и частотами вращения

1.6 Патентно-информационный обзор

1.6.1 RU 2419018 «Электропривод запорной арматуры»

Данное изобретение относится к области трубопроводного транспорта и может применяться для изменения положения исполнительных органов запорной арматуры. Целью изобретения является снижение частоты вращения вала электродвигателя для подъема шибера задвижки при малых габаритах и массе привода (рисунок 21) [20].



1 – реверсивный электродвигатель; 2 – выдвижной шпиндель; 3 – шибер задвижки; 4 – корпус редуктора; 5 – приводной эксцентриковый вал; 6 – коническая двухвенцовая шестерня; 7 – коническое колесо; 8 – коническая муфта; 9 – выходной полый вал; 10 – ходовая гайка

Рисунок 21 – Схема электропривода, рассматриваемого изобретения [20]

Известен электропривод запорной арматуры (Пат. 2170871 RU, МПК⁷ F16K 31/05, опубл. 2001.07.20).

Содержащий электродвигатель, редуктор, основной планетарный механизм с водилом, замыкающий планетарный механизм, червячную передачу ручного управления, муфту свободного хода и фрикционную муфту с механизмом управления. Ось промежуточной шестерни замыкающего планетарного механизма установлена неподвижно. Эпициклическое колесо замыкающего планетарного механизма соединено с обоймой муфты свободного хода через механизм управления фрикционной муфтой. А

звездочка муфты свободного хода установлена на выходном валу основного планетарного механизма.

Достоинством известного электропривода запорной арматуры является обеспечение работоспособности с любыми условиями нагружения. Но также имеются и недостатки данного электропривода запорной арматуры. Заключаются они в наличии планетарного механизма, который имеет повышенные габариты и массу при реализации больших передаточных отношений, также особые требования при сборке, высокая стоимость изготовления и эксплуатации.

Данная конструкция электропривода позволяет передавать вращающий момент на приводной вал несколькими одинаковыми потоками мощности при уменьшении габаритов привода, однако наличие двух пар червячных передач приводит к значительному снижению коэффициента полезного действия электропривода и малой нагрузочной способности ввиду скольжения элементов червячной пары.

Задача изобретения – возможность использования в приводной части запорной арматуры цилиндрических передач путем применения редуктора, обладающего высокой нагрузочной способностью.

Технический результат – расширение кинематических возможностей привода запорной арматуры, а именно снижение частоты вращения вала электродвигателя для подъема шибера задвижки при малых габаритах и массе привода.

Указанный технический результат достигается тем, что в электроприводе запорной арматуры, содержащей реверсивный электродвигатель, выдвижной шпиндель, соединенный с шибером задвижки, расположенный между электродвигателем и выдвижным шпинделем редуктор, состоящий из корпуса, приводного эксцентрикового вала, конической двухвенцово́й шестерни, конического колеса, конической муфты, выходного полого вала, обеспечивающего соосность с выдвижным шпинделем, таким образом, что коническое колесо соединено с корпусом и

сопряжено с венцом двухвенцовой шестерни, а коническая муфта соединена с выходным полым валом, в нижней части которого закреплена ходовая гайка, и одновременно сопряжена с венцом двухвенцовой шестерни [20].

1.6.2 RU 2457385 «Универсальный высокомоментный многооборотный электропривод запорной арматуры трубопроводного транспорта»

Рассматриваемое изобретение относится к областям машиностроения и может быть использовано в структуре любых отраслевых машин, но прежде всего – в запорной арматуре трубопроводных транспортных систем при транспортировке жидких и газообразных сред [21].

Известен многооборотный электропривод запорных устройств (Пат. RU 2258168 С1, кл. F6K 31/05).

Содержащий корпус, внешний привод и передачу с промежуточными телами качения, включающую входной вал, кулачок, установленный на входном валу и выполненный в виде трех одинаковых дисков, жестко соединенных основаниями так, что их центры симметрично расположены вокруг оси входного вала, центральное колесо с внутренними зубьями, сепаратор, в пазах которого размещены три ряда промежуточных тел качения, кинематически связанных с кулачком и центральным колесом, соединение входного вала передачи с промежуточными телами качения и внешнего привода выполнено жестким, при этом входной вал установлен на двух опорах качения, одной из которых служат промежуточные тела качения.

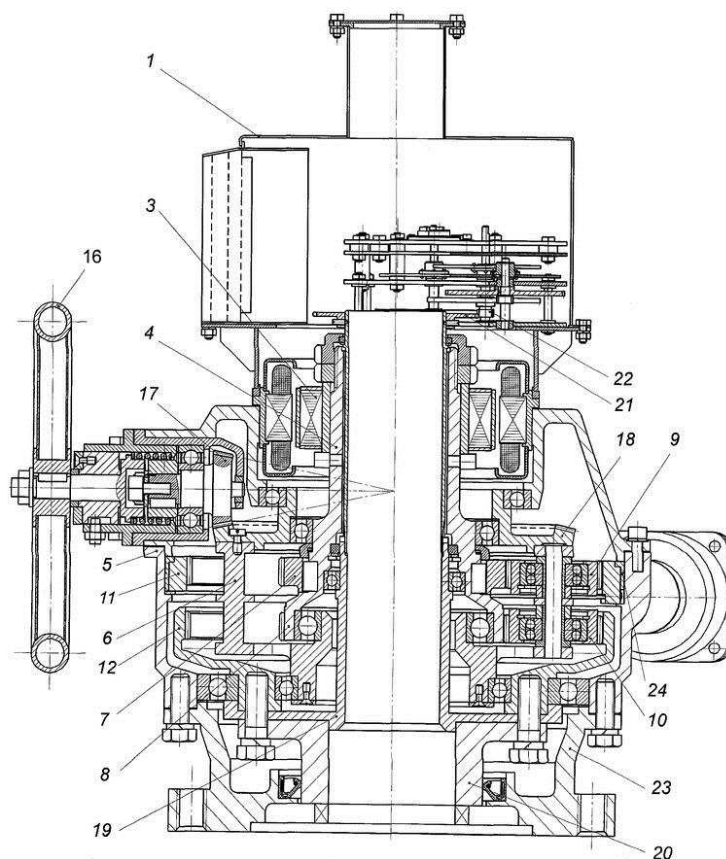
Главными достоинствами таких электроприводов являются особенности червячных передач, обусловленных: большим передаточным числом в одной ступени; простотой конструкции при небольших мощностных потоках; односторонней проводимостью мощности и самоторможением.

Недостатком известного решения является наличие сложных кинематических связей, следствием которых является низкая надежность и низкий ресурс работы, высокая чувствительность к точности изготовления (не

менее 4-5 квалитетов). К числу других недостатков следует отнести: расположение геометрических осей вращения ротора электродвигателя, входного и выходного валов силовой трансмиссии (90°), что делает электропривод громоздким, а также невозможность унификации и универсализации электроприводов в одном заданном габарите, что красноречиво подтверждается большим разнообразием исполнений электроприводов.

К недостаткам также относятся: металлоемкий корпус электропривода и его большие габариты, связанные с диаметром трубопроводов, ограниченные возможности по воспроизводимым передаточным числам, монопоточная передача мощностного потока, полная невозможность унификации и универсализации деталей и узлов, сложность привязки ручного дублера, что затрудняет широкое использование известного электропривода запорной арматуры. Кроме того, два конических зацепления двухвенцового конического сателлита с входным и выходным центральными коническими зубчатыми колесами требуют наклонной оси собственного вращения сателлита, в следствие чего ось вращения входного вала, ось собственного вращения сателлита и ось вращения выходного вала не коаксиальны, а поэтому передача не может быть многопоточной.

целом, а также снижение габаритов и материалоемкости за счет коаксиальной установки электропривода на запорной арматуре и расширения кинематических и энергетических возможностей его силовой трансмиссии с цилиндрическими зубчатыми колесами при заданных габаритах привода.



1 - корпус; 3 - ротор; 4 - входной вал; 5 - редуктор; 6 - водило; 7 - первый венец малого центрального колеса; 8 - второй венец малого центрального колеса; 9 - первый ряд сателлитов; 10 - второй ряд сателлитов; 11 - опорное большое центральное колесо; 12 - выходное большое центральное колесо; 16 - ручной дублер; 17, 18 - коническая передача для связи ручного дублера с водилом; 19 - выходной пустотелый вал; 20 - кулачковая полумуфта; 21 - зубчатая шестерня на консольной части выходного вала; 22 - вход датчика регистрации положения шпинделя электропривода; 23 - адаптер привязки привода к фланцу задвижки; 24 - радиально-упорный подшипник скольжения

Рисунок 23 – Конструкция заявленного электропривода запорной арматуры

Указанный результат достигается тем, что в электропривод запорной арматуры, содержащий электродвигатель, размещенный в корпусе планетарный редуктор, состоящий из входного вала, сателлита, опорного

центрального колеса и двухопорного выходного вала с закрепленным на нем выходным центральным колесом, отличающийся тем, что планетарный редуктор выполнен двухступенчатым и многосателлитным, для чего в него введены двухопорное водило и сателлиты в количестве, соответствующем нечетному числу сателлитов в каждой ступени, установленных попарно в водиле, причем оси вращения ротора электродвигателя, входного вала, водила и выходного вала расположены коаксиально друг относительно друга и совпадают с осью передвижения шпинделя запорного органа, ротор электродвигателя жестко закреплен на входной консольной части входного вала, а его статор охватывает ротор и закреплен на фланце корпуса, входной вал, водило и выходной вал редуктора выполнены пустотелыми с проходными отверстиями, позволяющими свободное движение размещенных в них подвижных частей редуктора и шпинделя, при этом суммы чисел зубьев центральных колес в обеих планетарных ступенях равны между собой.

Таким образом, заявленное решение имеет более высокую по сравнению с прототипом надежность и экономичность работы, оно также более технологично в изготовлении и монтаже, обеспечивает возможность унификации и универсализации редуктора в заданном габарите и привода в целом, а также снижение габаритов и материалоемкости за счет коаксиальной установки электропривода на запорной арматуре и расширения кинематических и энергетических возможностей его силовой трансмиссии при заданных габаритах привода [21].

1.6.3 RU 2213896 «Электромеханический привод трубопроводной арматуры»

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к арматуростроению, может быть использовано при изготовлении трубопроводной арматуры с дистанционным управлением и предназначено

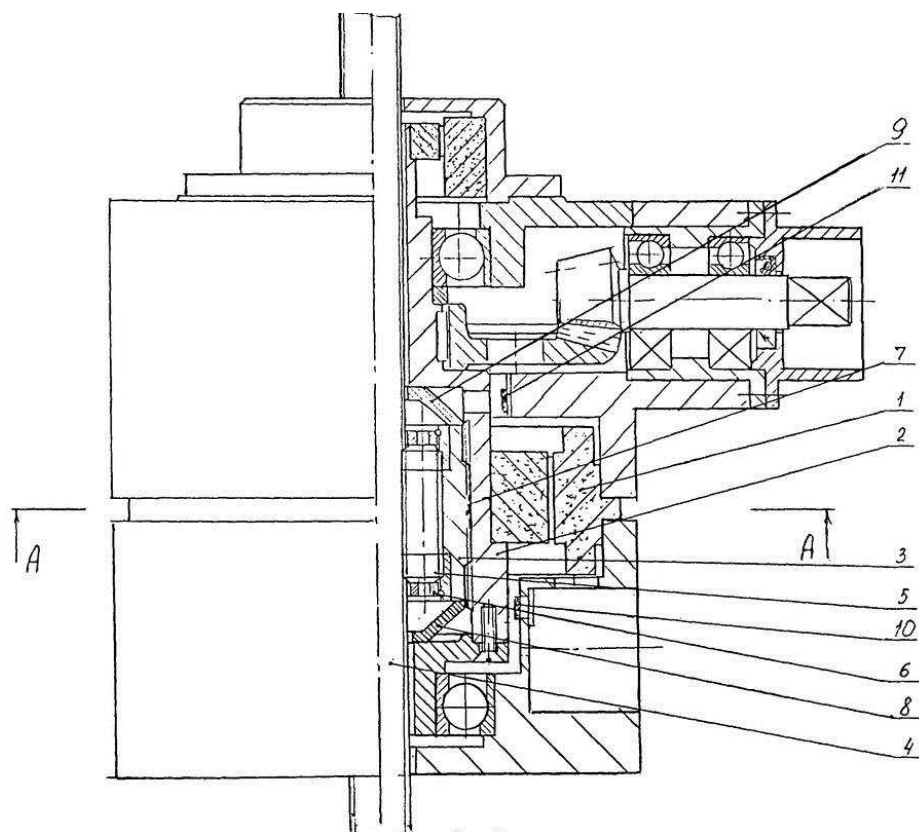
для работы в качестве электропривода, управляющего трубопроводной арматурой [22].

Известна конструкция привода, где двигатель с закрепленной на его валу кулачковой полумуфтой сцеплен с ответной кулачковой полумуфтой, которая при выключенном двигателе поджата пружиной к ответной неподвижной детали, смонтированной на корпусе привода. Полумуфта может поступательно перемещаться (на небольшой ход) по водилу, на котором расположены сателлиты планетарной передачи, обкатывающиеся по неподвижной шестерне, удерживаемой на месте червяком. Этот червяк может перемещаться поступательно по оси маховика ручного дублера и удерживается пружинами. Для передачи вращения от приводного вала к механизму путевого выключателя служат червяк и червячное колесо, которое связано с путевым выключателем.

Предлагаемая конструкция привода более удачна по сравнению с аналогами, однако есть важные недостатки. Это большие габаритные размеры конструкции и невысокая надежность электропривода.

Задачей, решаемой изобретателем, является сокращение габаритов конструкции и повышение надежности электропривода.

Поставленная задача решается тем, что в электромеханическом приводе трубопроводной арматуры, содержащем электродвигатель с полым ротором, в котором размещены резьбовая втулка и винтовой шпиндель, а привод снабжен неподвижным корпусом, дополнительно в полом роторе электродвигателя между резьбовой втулкой и винтовым шпинделем размещена гайка, выполненная в виде резьбовых роликов, по меньшей мере трех, расположенных в сепараторах, а резьбовая втулка и стакан, закрепленный неподвижно в полом роторе, имеют шлицевые канавки, обеспечивающие возможность возвратно-поступательного перемещения их относительно друг друга.



1 – ротор; 2 – стакан; 3 – резьбовая втулка; 4 – винтовой шпindel; 5 – гайка; 6 – резьбовые ролики; 7 – шлицевые канавки; 8, 9 – упругие элементы

Рисунок 24 – Общий вид электромеханического привода [22]

Размещение дополнительной гайки в виде блока роликов повышает нагрузочную способность за счет увеличения площади контакта резьбовых поверхностей, выполнение шлицевых канавок на стакане и резьбовой втулке позволяет уменьшить количество перемещаемых деталей при превышении осевого усилия на запорном органе (при полном открытии или полном закрытии арматуры), что увеличивает надежность привода и сокращает габариты конструкции [22].

1.7 Выводы

Изучив принцип действия и устройство электрических приводов для запорных устройств можно выделить основные тенденции развития в этой сфере. Так, одной из главных проблем, от которой необходимо уйти, является габаритные размеры конструкции электроприводов, что в итоге приведет к

снижению стоимости изготовления, эксплуатации и обслуживанию, а также к более широкому применению дистанционного управления на производстве. Данное условие может достигаться за счет изменения материала изготовления некоторых деталей привода, либо за счет упрощения конструкции механической части привода, т.е. вал двигателя напрямую будет взаимодействовать с ходовым винтом, однако полное исключение механической части ограничивается малым диапазоном регулирования электропривода. Также необходимым является правильный выбор более совершенных исполнительных электродвигателей.

Также необходимым является быстрое реагирование на изменение ситуации путем быстрого перекрытия запорного элемента нефтепровода. Но возникает проблема другого рода. Быстрое закрытие клина задвижки способствует возникновению гидравлического удара, что влечет за собой огромные экономические потери, а также экологический ущерб. В ходе анализа современных конструкций систем управления запорных устройств было выявлено, что наиболее перспективным решением данной проблемы является применение вариатора скорости, что позволит бесступенчато изменять частоту вращения вала электропривода. Но при этом частота вращения вала двигателя остается неизменной во всем диапазоне изменения частоты вращения выходного вала вариатора. Применение планетарного редуктора в основе компоновки электропривода позволит варьировать скорость закрытия запорного органа, но данный редуктор имеет низкое передаточное отношение одной ступени, для его повышения необходимо увеличивать количество ступеней, что в свою очередь ведет к нежелательному повышению массогабаритных размеров.

2 Расчетная часть

2.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Произведем расчет основных параметров двух ведущих цилиндрических зубчатых колес, используемых для закрытия и открытия запорного устройства.

В расчетах следует учитывать требования минимизации габаритов и массы передачи. Предварительные геометрические размеры передачи определяют из условия обеспечения работоспособности по основному критерию, который обычно известен по опыту эксплуатации аналогичных передач.

Для проведения расчета необходимы следующие исходные данные:

- Вид передачи – прямозубая;
- Передаточное число $i_{12} = 2$; $i_{23} = 5$;
- Марка стали зубчатых колес Сталь 45;
- Модуль $m = 2,5$;
- Делительный диаметр ведомого зубчатого колеса $d_2 = 200$ мм [23].

Вычислим количество зубьев на ведомом зубчатом колесе:

$$d_2 = m \cdot Z_2 \Rightarrow Z_2 = \frac{d_2}{m}; \quad (1)$$

где m – модуль зацепления;

d_2 – делительный диаметр ведомого зубчатого колеса;

Z_2 – количество зубьев на ведомом колесе.

Следовательно, $Z_2 = \frac{200}{2,5} = 80$ шт.

Количество зубьев на ведущих зубчатых колесах:

$$Z_1 = \frac{Z_2}{i_{12}} = \frac{80}{2} = 40 \text{ шт.};$$

$$Z_3 = \frac{Z_2}{i_{23}} = \frac{80}{5} = 16 \text{ шт.}$$

Делительное межосевое расстояние рассчитаем:

$$a_{12} = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{2,5 \cdot (40 + 80)}{2} = 150 \text{ мм.} \quad (3)$$

$$a_{23} = \frac{m \cdot (Z_3 + Z_2)}{2} = \frac{2,5 \cdot (16 + 80)}{2} = 120 \text{ мм.}$$

где m – модуль зубчатого зацепления;

Z_1 – количество зубьев на ведущем колесе;

Z_2 – количество зубьев на ведомом колесе.

Делительный диаметр ведущего зубчатого колеса:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 40 = 100 \text{ мм.} \quad (4)$$

$$d_3 = m \cdot Z_3 = 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ мм.}$$

Основные диаметры ведущего и ведомого колес вычислим по формулам:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \delta; \quad (5)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \delta; \quad (6)$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \delta. \quad (7)$$

Межосевое расстояние $a_w = a \cdot \frac{\cos \delta}{\cos \delta_w}$, но $a_w = a$.

Следовательно, $\frac{\cos \delta}{\cos \delta_w} = 1$. Отсюда $\cos \delta = \cos \delta_w$;

$$\cos \delta_w = \cos 20^\circ \Rightarrow \cos \delta_w = 0,94 ;$$

Подставим полученные данные в формулы 5, 6 и 7:

$$d_{b1} = 100 \cdot 0,94 = 94 \text{ мм} ;$$

$$d_{b2} = 200 \cdot 0,94 = 188 \text{ мм};$$

$$d_{b3} = 40 \cdot 0,94 = 39,2 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев ведущих зубчатых колес:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 100 + 5 = 105 \text{ мм}; \quad (8)$$

$$d_{a3} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 5 = 45 \text{ мм.} \quad (9)$$

Диаметр вершин зубьев ведомого зубчатого колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 200 + 5 = 205 \text{ мм.} \quad (10)$$

Диаметры впадин ведущих зубчатых колес:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 100 - 6,25 = 93,75 \text{ мм}; \quad (11)$$

$$d_{f3} = d_1 - 2,5 \cdot m = 40 - 6,25 = 33,75 \text{ мм.} \quad (12)$$

Диаметр впадин ведомого зубчатого колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 200 - 6,25 = 193,75 \text{ мм.} \quad (13)$$

2.2 Расчет усилий для перемещения клина и максимального усилия вдоль шпинделя

Произведем расчет для запорной арматуры (задвижки ДУ-300). Рабочее давление 2,5 МПа. Диаметр шпинделя $\varnothing 40$ мм. По ГОСТ 9484-81 «Резьба трапецеидальная одноходовая»: шаг резьбы $S = 8$ мм; средний диаметр $d_{cp} = 36$ мм; угол подъема $\alpha = 3^\circ 38'$. Марка стали клина Сталь 25Л [24].

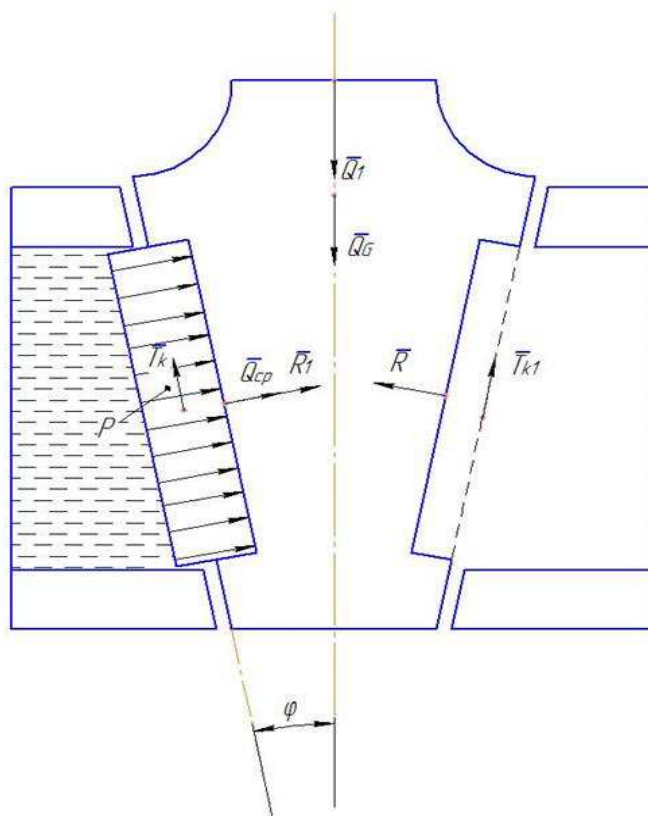


Рисунок 25 – Система сил, действующих на клин

Наибольшие усилия на шпинделе будут различными в начальный момент открывания Q_0' и в конечный момент закрывания Q_σ .

$$Q_0' = Q_1' - Q_{шп} + F_{тр.с}; \quad (14)$$

$$Q_\sigma = Q_1 + Q_{шп} + F_{тр.с}; \quad (15)$$

где Q'_1 – наибольшее усилие в начальный момент открывания;

Q_1 – наибольшее усилие в конечный момент закрывания;

$Q_{\text{шп}}$ – усилие, с которым рабочая среда «выдавливает» шпиндель из задвижки;

$F_{\text{тр.с}}$ – сила трения шпинделя в сальниковом уплотнении.

Сила трения шпинделя в сальниковом уплотнении рассчитывается по формуле:

$$F_{\text{тр.с}} = \varphi \cdot d_{\text{шп}} \cdot S_c \cdot P_{\text{раб}} ; \quad (16)$$

где $\varphi = 3,02$ – коэффициент, зависящий от коэффициента трения и геометрических размеров сальника;

$d_{\text{шп}}$ – диаметр шпинделя;

S_c – толщина сальникового уплотнения;

$P_{\text{раб}}$ – рабочее давление.

$$S_c = (0,7 \dots 1,5) \cdot \sqrt{d_{\text{шп}}} ; \quad (17)$$

Получим:

$$S_c = 1,3 \cdot \sqrt{40} = 8,2 \text{ мм.}$$

Подставим значения в формулу (16) и получим силу трения шпинделя в сальниковом уплотнении:

$$F_{\text{тр.с}} = 3,02 \cdot 40 \cdot 8,2 \cdot 2,5 = 2476,4 \text{ Н.}$$

Усилие, с которым рабочая среда «выдавливает» шпиндель из запорного устройства:

$$Q_{\text{шп}} = 0,785 \cdot d_{\text{шп}}^2 \cdot P_{\text{раб}}. \quad (18)$$

Получим:

$$Q_{\text{шп}} = 0,785 \cdot 40^2 \cdot 2,5 = 3140 \text{ Н.}$$

Наибольшее усилие в начальный момент открывания рассчитаем по формуле:

$$Q'_1 = 0,52 \cdot Q_y - 0,17 \cdot Q_{\text{ср}} + Q_c; \quad (19)$$

где Q_y – удельное давление на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности:

$$Q_y = \pi \cdot D_k \cdot b \cdot q_y; \quad (20)$$

здесь $D_k = 60$ мм – средний диаметр уплотнительной поверхности колец;

$b = 9$ мм – ширина уплотняющих колец;

q_y – необходимое удельное давление на уплотняющих кольцах;

$Q_{\text{ср}}$ – давление среды:

$$Q_{\text{ср}} = 0,785 \cdot D_k^2 \cdot P_{\text{раб}}; \quad (21)$$

Q_c – необходимое усилие затяжки сальника:

$$Q_c = 0,785 \cdot (D_c^2 - d_{\text{шп}}^2) \cdot P_{\text{сал}}; \quad (22)$$

здесь $D_c = 60$ мм – диаметр сальниковой камеры;

$d_{\text{шп}} = 40$ мм – диаметр шпинделя;

$P_{\text{сал}}$ – усилие затяжки сальника.

Усилие затяжки сальника вычислим по формуле:

$$P_{\text{сал}} = \varphi_c \cdot P_{\text{раб}} ; \quad (23)$$

где $\varphi_c = 2,63$ – коэффициент, зависящий от рабочего давления и размеров сальниковой набивки;

$P_{\text{раб}} = 2,5$ МПа – рабочее давление.

Получим:

$$P_{\text{сал}} = 2,63 \cdot 2,5 = 6,575 \text{ МПа.}$$

Вычислим необходимое усилие затяжки сальника:

$$Q_c = 0,785 \cdot (60^2 - 40^2) \cdot 6,575 = 10322,75 \text{ Н.}$$

Давление среды:

$$Q_{\text{ср}} = 0,785 \cdot 60^2 \cdot 2,5 = 7065 \text{ Н.}$$

Удельное давление на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности:

$$Q_y = 3,14 \cdot 60 \cdot 9 \cdot 12,9 = 21873,24 \text{ Н.}$$

Подставим данные в формулу 19 и получим наибольшее усилие в начальный момент открывания:

$$Q'_1 = 0,52 \cdot 21873,24 - 0,17 \cdot 7065 + 10322,75 = 20495,9 \text{ Н.}$$

Наибольшее усилие в конечный момент закрывания вычислим по формуле:

$$Q_1 = 0,67 \cdot Q_y - 0,43 \cdot Q_{\text{ср}} - Q_{\text{с}}; \quad (24)$$

где Q_y – удельное давление на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности;

$Q_{\text{ср}}$ – давление среды;

$Q_{\text{с}}$ – необходимое усилие затяжки сальника.

Получим:

$$Q_1 = 0,67 \cdot 21873,24 - 0,43 \cdot 7065 - 10322,75 = 1294,37 \text{ Н.}$$

Подставим найденные значения в формулы 14 и 15, получим наибольшие усилия на шпинделе в начальный момент открывания и в конечный момент закрывания:

$$Q'_0 = 20495,9 - 3140 + 2476,4 = 19832,3 \text{ Н};$$

$$Q_{\sigma} = 1294,37 + 3140 + 2476,4 = 6910,77 \text{ Н.}$$

2.3 Подбор электродвигателя. Расчет кинематических параметров

Частоту вращения ходовой гайки рассчитаем по формуле:

$$n_{\text{х.г}} = \frac{60 \cdot h_{\text{шп}}}{S \cdot \tau}; \quad (25)$$

где $h_{\text{шп}} = 300$ мм – ход невращаемого шпинделя;

$S = 8$ мм – шаг трапецеидальной резьбы;

$\tau = 50$ с – время полного закрытия задвижки.

$$n_{\text{х.г}} = \frac{60 \cdot 300}{8 \cdot 50} = 45 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Мощность, необходимая для вращения ходовой гайки:

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{х.г}}}{60} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \pi \cdot n_{\text{х.г}}}{30}; \quad (26)$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент на ходовой гайке;

$n_{\text{х.г}}$ – частота вращения ходовой гайки.

В конечный момент закрывания максимальный крутящий момент:

$$M = 0,5 \cdot Q_{\sigma} \cdot d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho); \quad (27)$$

где Q_{σ} – наибольшее усилие на шпинделе в конечный момент закрывания;

$d_{\text{ср}} = 36$ мм – средний диаметр шпинделя;

$\alpha = 3^{\circ}38'$ – угол подъема винтовой линии трапецеидальной резьбы;

$\rho = \text{arctg } f_p = 8,53^{\circ}$ – угол трения скольжения.

$$M = 0,5 \cdot 6910,77 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot \text{tg}(3,38 + 8,53) = 26,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный крутящий момент в момент открывания:

$$M' = 0,5 \cdot Q'_0 \cdot d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\rho' - \alpha); \quad (28)$$

где Q'_0 – наибольшее усилие на шпинделе в начальный момент открывания;

$d_{\text{ср}} = 36$ мм – средний диаметр шпинделя;

$\alpha = 3^{\circ}38'$ – угол подъема винтовой линии трапецеидальной резьбы;

$\rho' = \arctg f_p' = 14,04^\circ$ – угол трения покоя.

$$M = 0,5 \cdot 19832,3 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot tg(14,04 - 3,38) = 67,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вычисляем мощности электродвигателей для закрытия и открытия запорного элемента клиновой задвижки, используя крутящие моменты в момент открытия и закрытия:

$$N_1 = \frac{67,2 \cdot 3,14 \cdot 45}{30} = 316 \text{ Вт}.$$

$$N_2 = \frac{26,1 \cdot 3,14 \cdot 45}{30} = 123 \text{ Вт}.$$

2.4 Расчет эксцентрикового механизма

Проанализировав основные виды зацепления цилиндрических передач было предложено использовать в основе зацепления эксцентрикового механизма зацепление Новикова.

Оно заключается в изменение профилей зубьев, т.е. предполагается использовать зубья, очерченные окружностями радиусов, имеющих минимальную разность кривизны, вместо взаимоогигаемых кривых.

Основными преимуществами, по сравнению с простыми эвольвентными профилями зубьев, являются:

- значительно более высокая нагрузочная способность;
- применение более высоких передаточных чисел;
- увеличенный срок службы и КПД передачи;
- менее чувствительна к погрешностям при монтаже

Выберем общее передаточное отношение 40, принимаем количество зубьев на венце 40. В этом случае колесо будет иметь 39 зубьев. Конструктивно колесо будет иметь цилиндрические выступы, а зубчатый венец впадины с профилем цилиндрической поверхности колеса. Выбираем

расчет по методу баланса мощности на приводном колесе и определение его ширины. В этом случае принимаем диаметр рабочей части делительной окружности венца $D=200$ мм. Определяем расстояние между вершинами соседних впадин на венце:

$$l = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{n} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 100}{40} = 15,7 \text{ мм.} \quad (29)$$

Принимаем величину ширины впадины за половину расстояния между вершинами соседних впадин. В результате получим ширину впадины 7,85 мм.

Для плавного захода принимаем припуск на величину зазора равным 0,5 мм. Радиус кривизны цилиндрической поверхности выступа равен 3 мм. Определяем параметры колеса. В связи с тем, что количество зубьев на колесе 39, а длина линии сопряжения между осями выступов должна быть равна $L=15,7$ мм. Тогда радиус колеса будет равен:

$$r = \frac{l \cdot n}{2 \cdot \pi} = \frac{15,7 \cdot 39}{2 \cdot 3,14} = 78 \text{ мм.} \quad (30)$$

В связи с тем, что величина перемещения колеса относительно венца составляет:

$$e = D - d = 2 \text{ мм;} \quad (31)$$

но величина выступов превышает габаритные размеры сопряжения колес, допускаем, что диаметр выступов колеса должен быть равен

$$D_B = d + 2 \cdot e - \Delta = 196 + 4 - 0,2 = 199,8 \text{ мм;} \quad (32)$$

где $\Delta = 0,2$ мм.

Получили геометрические параметры зацепления. Во время геометрических построений принимаем коэффициент перекрытия равный 4.

Максимальный крутящий момент в конечный момент закрытия задвижки $M=67,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (пункт 2.3).

Следовательно, усилие на венце:

$$\sigma = \frac{M}{D} = \frac{67,2}{0,3} = 224 \text{ Н.} \quad (33)$$

В связи с тем то прочность материала составляет 536 МПа, запас прочности зуба по пределу текучести получается 75,6.

3 Проектирование электропривода

3.1 Запорное устройство

Для проектирования электрического привода запорного устройства была выбрана и спроектирована в программе SolidWorks клиновая задвижка. Задвижка с обрезиненным клином чугунная фланцевая ABRA A40-10(16)-BS под установку электропривода 30с964нж $D_y - 300$ $P_y = 2,5$ МПа. Фланцевое присоединение выполняется по ГОСТ 12815-80 и 12819-80. Это обеспечивает универсальность задвижки и позволяет использовать ее в любых трубопроводах. Герметичность определяется отличными эксплуатационными характеристиками паронитовых прокладок, устанавливаемых в местах врезки изделий в трубопровод.

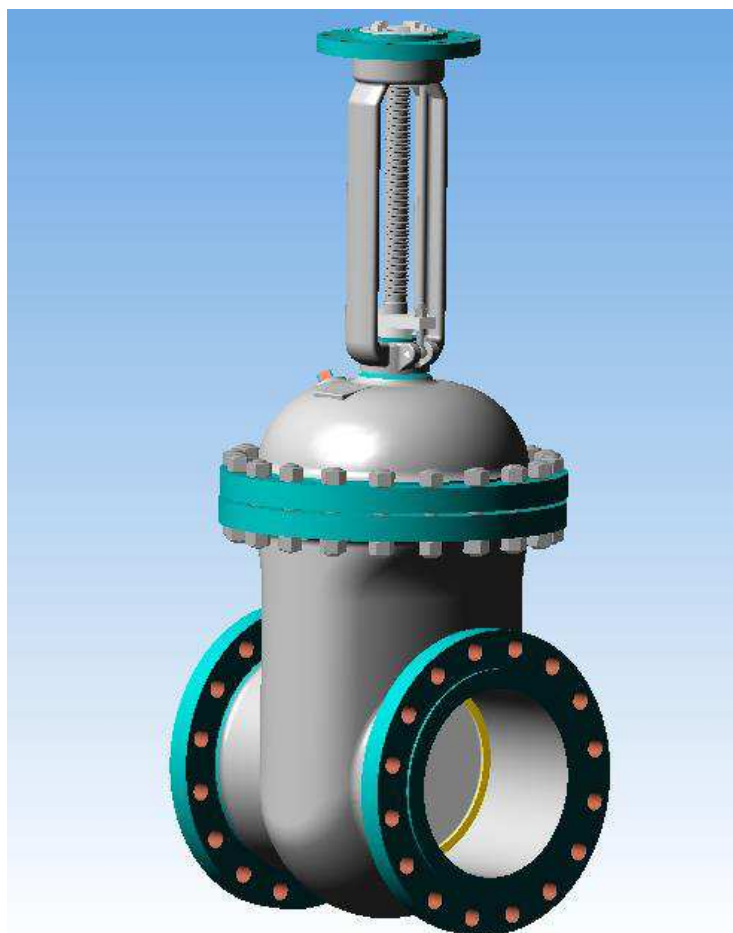


Рисунок 26 – Запорное устройство Ду-300

Материальное исполнение задвижки:

- корпус сталь 25Л;
- крышка сталь 25Л;
- клин сталь 25Л;
- шпиндель 20Х13;
- уплотнение между корпусом и крышкой паронит.

3.2 Выбор электродвигателей

В основу данной работы была предложена концепция применения двух электрических двигателей для управления запорным устройством.

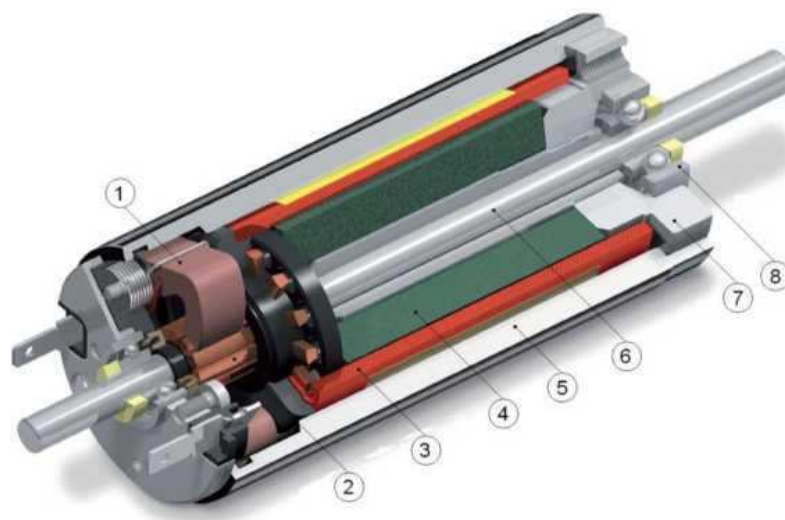
Таким образом, следуя расчетам, представленным в пункте 2.3, следует применять электродвигатели с мощностями $N_1 = 316$ Вт для открытия запорного устройства и $N_2 = 123$ Вт для закрытия.

Основным критерием при выборе электродвигателей являлось его габаритные размеры. Таким образом, было предложено использовать коллекторные микродвигатели с полым ротором, изготовленные компанией FAULHABER (рисунок 27) [25].

Данная серия микроэлектродвигателей отличается долгим сроком службы, зависящим от приложенного момента, скорости, продолжительности безостановочной работы, реверсирования, вибраций и метода установки электропривода. Расчетное время срока службы электроприводов данной серии может превышать 3000 часов. Благодаря полному ротору момент инерции подвижной части двигателя очень мал, что позволяет при малых габаритных размерах развивать большие крутящие моменты при высоких динамических показателях.

Микромоторы разработаны для работы в интервале температур до $+125^{\circ}\text{C}$ и при влажности до 80%, для электроприводов с никелированным корпусом влажность может достигать до 98%. Щеточный узел может

использовать щетки из благородного металла или графита в зависимости от условий работы.



1 – токосъемник; 2 – коллектор; 3 – обмотка ротора; 4 – магнит статора; 5 – внешний магнитопровод (корпус двигателя); 6 – вал двигателя; 7 – верхний щит; 8 – подшипник верхнего щита

Рисунок 27 – Конструкция коллекторного двигателя с полым немагнитным ротором фирмы FAULHABER

Коллекторные микродвигатели FAULHABER доступны в комбинации с различными редукторами FAULHABER, датчиками скорости/положения, разными типами управляющих контроллеров.

Исходя из габаритных размеров и необходимой мощности электродвигателей были выбраны и спроектированы двигатели серии 2668...CR и 3890...CR.

Таблица 1 – Характеристика электродвигателей

Серия	Способ коммутации	Внешний диаметр, мм	Длина, мм	Диаметр вала, мм	Номинальное напряжение, В	Скорость холостого хода, об/мин	Пусковой момент, мНм	Максимальная мощность, Вт
2668...CR	Графит	26	68	4	18...48	7900	660	133
3890...CR	Графит	38	90	6	18...48	5500	2911	406

3.3 Выбор конструкции привода

В основе разрабатываемого электрического привода лежит двухступенчатый редуктор осевого расположения.

Данный редуктор состоит из:

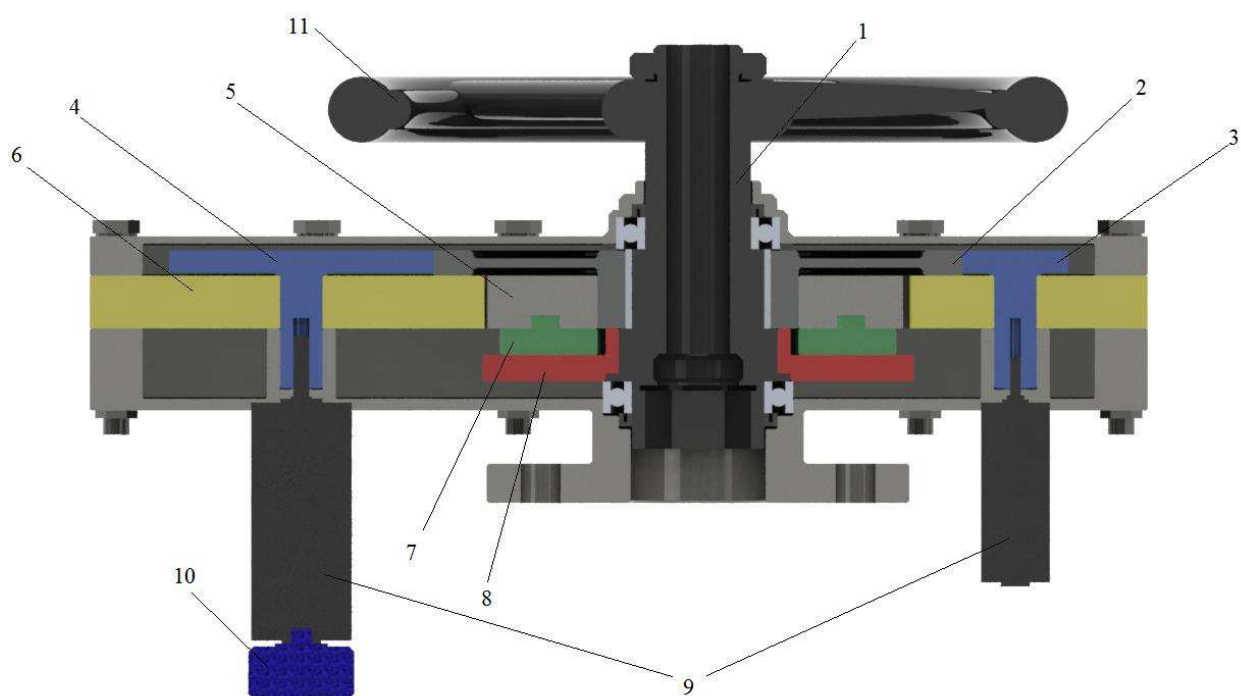
- цилиндрической пары, диаметр ведомого зубчатого 200 мм, чтобы облегчить конструкцию электрического привода и уменьшить габаритные размеры выполнил на нем отверстия;
- эксцентриковый механизм внутреннего зацепления, детали которого возможно изготовить из сверхвысокомолекулярного полиэтилена, это позволит улучшить некоторые технико-экономические параметры;
- две плашки из сверхвысокомолекулярного полиэтилена.

Применение сверхвысокомолекулярного полиэтилена в качестве основного материала изготовления эксцентрикового механизма позволит в разы улучшить надежность работы привода, а также значительно снизить металлоёмкость всей конструкции.

На рисунке 28 изображен спроектированный привод с двумя электрическими двигателями.

По расчетам, приведенным в пункте 2.3, время закрытия запорного устройства составляет 50 секунд, поэтому для полного закрытия необходимо 40 оборотов. Таким образом, было решено упростить систему ручного закрытия запорного устройства, следует отказаться от переключения на ручное управление через коническую передачу.

Корпус состоит из двух крышек и части венца эксцентрикового механизма.



1 – вал; 2 – зубчатое колесо; 3 – шестерня на закрытия запорного элемента; 4 – шестерня на открытие запорного элемента; 5 – колесо эксцентрикового механизма; 6 – венец эксцентрикового механизма; 7 – плашка 1; 8 – плашка 2; 9 – электрические двигатели; 10 – счетчик оборотов; 11 – маховик

Рисунок 28 – Разрез 3D модели электрического привода



Рисунок 29 – 3D модель электрического привода

Применение двух электрических двигателей, разных по мощности, в разрабатываемом электрическом приводе позволит повысить надежность работы привода. Заключается это в том, что более мощный двигатель будет работать только в момент открытия запорного элемента задвижки, т.е. будет использоваться только для срыва, а все остальное время будет работать менее мощный двигатель.

3.5 Проектирование передач

На основе проведенных расчетов в пункте 2.1 было спроектировано цилиндрическое зацепление, состоящее из двух ведущих шестерен и одного ведомого зубчатого колеса, основными габаритными размерами которого являются:

- условный диаметр отверстия под двигатель на закрывающей шестерне равен 4 мм, на открывающей 6 мм;
- диаметр открывающей шестерни 100 мм, закрывающей – 40 мм;
- количество зубьев открывающей и закрывающей шестерен 40 и 16, соответственно;
- диаметр зубчатого колеса 200 мм;
- условный диаметр отверстия зубчатого колеса под вал 55 мм;
- количество зубьев 80.

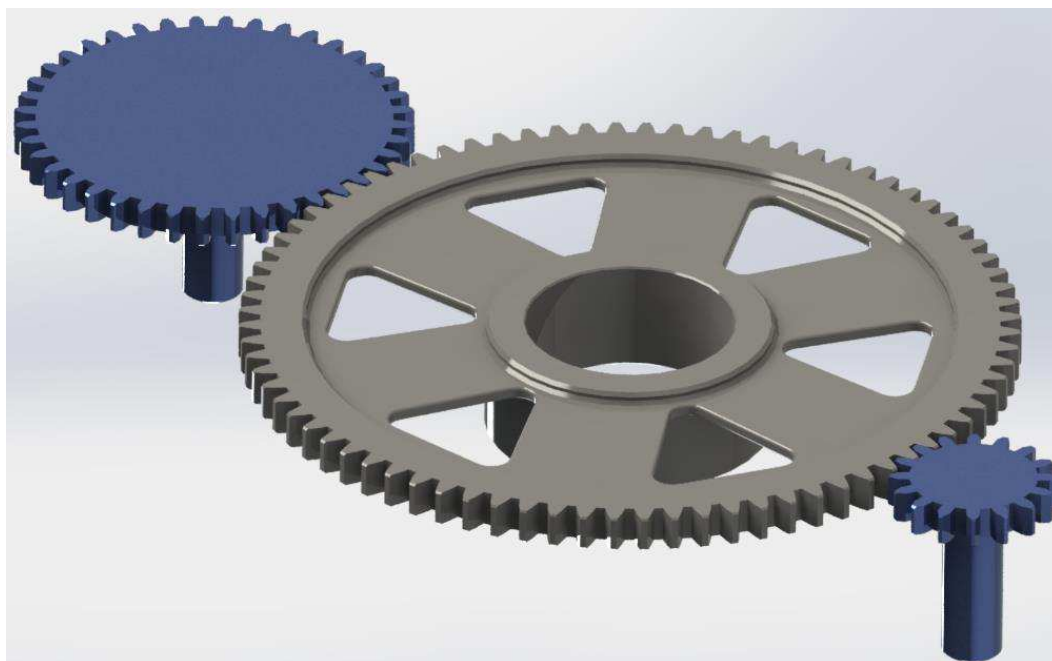


Рисунок 30 – Цилиндрическое зубчатое зацепление

По расчетам, приведенным в пункте 2.4, также был смоделирован эксцентриковый механизм внутреннего зацепления. Колесо эксцентрикового механизма будет иметь 39 зубьев, венец 40 впадин. Изготовление из сверхвысокомолекулярного полиэтилена позволит уменьшить металлоемкость конструкции. Венец механизма будет являться частью корпуса привода.

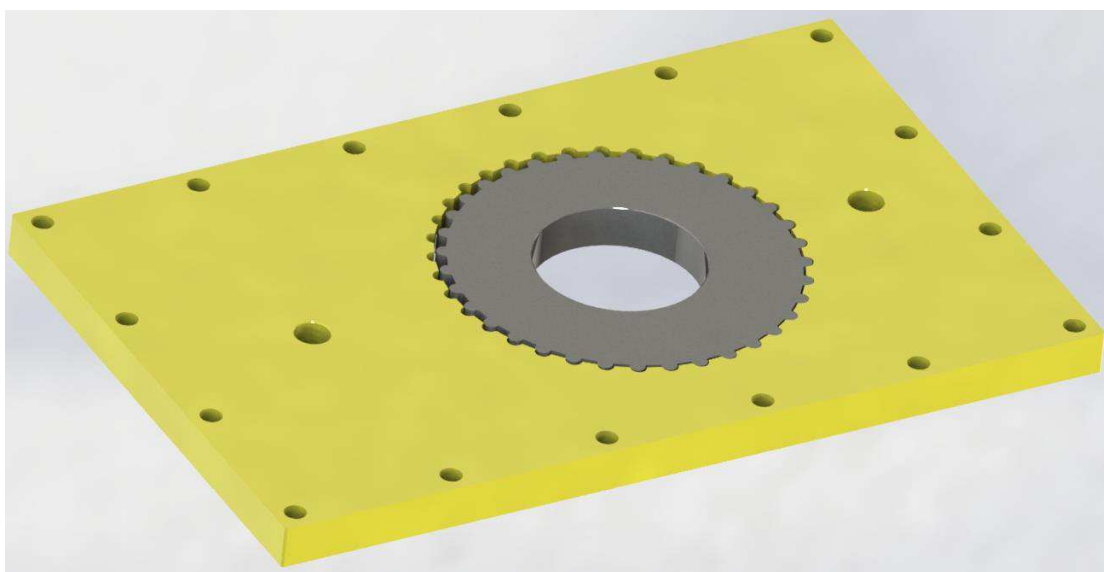


Рисунок 31 – Эксцентриковый механизм

На колесе эксцентрикового механизма вытачиваются прямоугольные впадины для соединения с плашкой муфты Ольдгейма. Плашки выполнены таким образом, что его верхние выступы перпендикулярны нижним впадинам для соединения другой плашки.

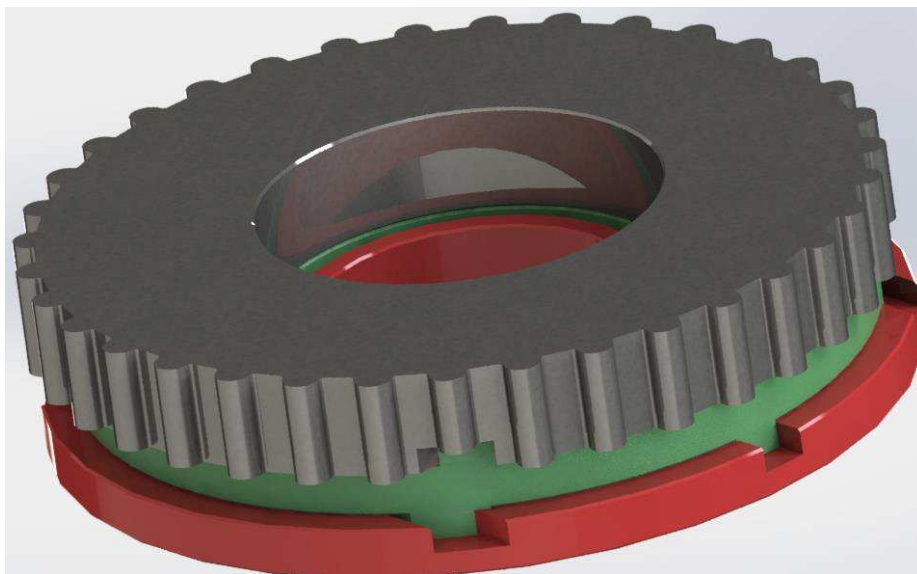


Рисунок 32 – Колесо эксцентрика и муфта Ольдгейма

3.6 Вывод

Применение данной конструкции электрического привода запорного устройства, с использованием двух коллекторных микроэлектродвигателей с полым ротором производства компании FAULHABER, позволит повысить срок службы электропривода. Такие детали привода как эксцентриковый механизм и две плашки муфты Ольдгейма изготавливаются из сверхвысокомолекулярного полиэтилена, что в свою очередь способствует улучшению технико-экономических показателей всего электропривода задвижки, например, такие как: износостойкость, долговечность работы, снижение экономических затрат на изготовление, ремонт и обслуживание.

4 Применение полимеров в машиностроении

Объективные потребности развития различных отраслей техники обусловили создание новых конструкционных материалов с высокой прочностью и большими значениями модуля упругости на металлической, керамической и полимерной основах. Неумолимые законы природы диктуют необходимость резкого увеличения прочностных характеристик изделий при минимизации их массы. Это стало возможным при изготовлении композиционных материалов на полимерной основе [26].

Прежде всего, применение полимеров в машиностроении позволяют уменьшить металлоемкость конструкции оборудования, что позволяет снизить стоимость изготовления. При этом увеличиваются технико-экономические параметры, такие как, надежность, долговечность, ремонтпригодность и другие.

Основными преимуществами применения полимеров являются:

- высокая удельная прочность;
- износостойкость;
- устойчивость к химическим воздействиям;
- хорошие диэлектрические свойства;
- широкий диапазон варьирования полимерных свойств материала.

Проанализировав современные разработки в области полимеров, изучив их свойства, технические характеристики и возможности в сфере машиностроения, было принято решение об использовании сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) при изготовлении некоторых деталей редуктора.

К основным свойствам сверхмолекулярного полиэтилена:

- наиболее высокая прочность и стойкость к механическим воздействиям по сравнению с другими видами материалов из термопластического полиэтилена, повышенная жесткость;

– низкий коэффициент трения и высокое смазывающее качество высокомолекулярного полиэтилена, обеспечивающие отличные антифрикционные свойства;

– повышенное сопротивление к абразивному воздействию;

– широкий диапазон температур работоспособности, от -200 до +150 °С.

Несмотря на явные преимущества СВМПЭ и изделий из него по целому ряду механических показателей, этот материал не лишен серьезных недостатков. Одним из них остается сравнительно низкая теплопроводность полимера, не позволяющая эффективно осуществлять формование массивных изделий из СВМПЭ методом горячего прессования. В результате неполного прогрева внутреннего объема изделия может наблюдаться недостаточное спекание частиц СВМПЭ, и как следствие, потеря прочности массивных деталей [27].

Перечисленные свойства позволяют широко использовать его в механизмах подверженных высокой степени истирания, например, зубчатые колеса, втулки, направляющие, отбойники и другие.

Сверхвысокая молекулярная масса этого полимера определяет его уникальные физико-механические свойства, резко отличающие его от всех других марок полиэтилена.

Таблица 2 – Основные характеристики сверхвысокомолекулярного полиэтилена [27]

Показатели	Значение
Плотность (23°C), г/см ³	0,93 – 0,95
Предел текучести (23°C), МПа	15 – 21
Прочность при растяжении (23°C), МПа	20 – 48
Модуль упругости при растяжении (23°C), МПа	570 – 1350
Модуль упругости при изгибе (23°C), МПа	690 – 760
Модуль упругости при сжатии (23°C), МПа	536
Ударная вязкость по Шарпи (с надрезом, 23°C), кДж/м ²	15 – 150
Твердость по Шору (23°C)	D62 – D68

Окончание таблицы 2

Показатели	Значение
Коэффициент трения по стали, статический (23°C)	0,15
Коэффициент трения по стали, динамический (23°C)	0,12
Температура размягчения по Вика (50 Н), °C	80 – 101
Температура изгиба под нагрузкой (0,45 МПа), °C	65 – 90

Таким образом, применение сверхвысокомолекулярного полиэтилена в качестве основного материала при изготовлении некоторых деталей изобретаемого привода запорного устройства позволит избавиться от ряда недостатков, а также повыситься некоторые технико-экономические показатели: простота в обслуживании электропривода, надежность, долговечность, масса конструкции, стоимость изготовления и ремонта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе были рассмотрены современные способы регулирования запорного элемента нефтепроводных задвижек при помощи электрических приводов, их конструктивное исполнение, достоинства и недостатки применения и тенденции развития. По проведенному анализу была разработана новая наиболее простая конструкция системы управления трубопроводной арматуры диаметром 300 мм с применением двух электрических двигателей, вместо одного. По представленным методикам расчета усилий для перемещения и максимального усилия вдоль шпинделя, расчета цилиндрической зубчатой передачи и подбора электродвигателя была смоделирована конструкция привода запорного устройства. Разработанный электрический привод имеет компактные габаритные размеры, это значительное преимущество среди существующих приводов разных производителей. Для изготовления большинства деталей редуктора возможно использовать сверхвысокомолекулярный полиэтилен (СВМПЭ). В настоящее время полимеры занимают одно из ведущих мест среди конструкционных материалов для машиностроения. Так, потребление пластмасс в этой отрасли становится соизмеримым (в единицах объема) с потреблением стали. Целесообразность применения сверхвысокомолекулярного полиэтилена, прежде всего, определяется возможностью снижения цены на продукцию. При этом улучшаются такие важнейшие технико-экономические параметры устройств как уменьшение массы, упрощение в обслуживании, надежность и долговечность.

При расчетах электрического привода использовался программный пакет MathCad, для моделирования привода и клиновой задвижки ДУ-300 использовался программный пакет SolidWorks.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГОСТ Р 52720-2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения. – Введ. 11.04.2007. – Москва: Стандартинформ, 2007. – 61 с.
2. Гуревич, Д.Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие / Д.Ф. Гуревич. – Ленинград: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1981. – 368 с.
3. Филиппов, В.В. Технологические трубопроводы и трубопроводная арматура: Учебное пособие / В.В. Филиппов. – Самара: СамГТУ, 2012. – 66 с.
4. Новиков, В.Т. Трубопроводная арматура: Учебное пособие / В.Т. Новиков. – Томск: Томский политехнический университет, 2013. – 292 с.
5. Шегал, Г.Л. Электрические исполнительные механизмы в системах управления: Учебное пособие / Г.Л. Шегал, Г.С. Коротков. – Москва: Энергия, 1968. – 160 с.
6. Шабанов, В.А. Основы регулируемого электропривода основных механизмов бурения, добычи и транспорта нефти: Учебное пособие / В.А. Шабанов. – Уфа: УГНТУ, 2009. – 156 с.
7. Гришанович, Н.В. Трубопроводная арматура, электрические приводы: Подборка справочных материалов / Н.В. Гришанович. – Литва: Visaginas, 2004. – 93 с.
8. Косых, С.И. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: справочник / С.И. Косых. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 320 с.
9. Вольдек, А.И. Электрические машины. Машины переменного тока: Учебное пособие / А.И. Вольдек, В.В. Попов. – Санкт-Петербург: Питер, 2010. – 350 с.
10. Домбровский, В.В. Асинхронные машины: Теория, расчет, элементы проектирования / В.В. Домбровский, В.М. Зайчик. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1990. – 103 с.

11. Ершов, М.С. Энергосберегающий электропривод технологических установок трубопроводного транспорта газа, нефти и нефтепродуктов: Учебное пособие для вузов / М.С. Ершов, А.Д. Яризов. – Москва: РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина, 2011. – 246 с.
12. Блантер, С.Г. Электрооборудование нефтяной и газовой промышленности: Учебное пособие / С.Г. Блантер, И.И. Суд. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва: Недра, 1980. – 95 с.
13. Закладной, А.Н. Энергоэффективный электропривод с вентильными двигателями: Монография / А.Н. Закладной, О.А. Закладной. – Киев: Либра, 2012. – 185 с.
14. Борисов, В.З. Изучение цилиндрического редуктора: Методические указания / В.З. Борисов. – Ленинград: Изд-во ЛТИ им. Ленсовета, 1986. – 16с.
15. Левитан, Ю.В. Червячные редукторы: Справочник / Ю.В. Левитан, В.П. Обморов, В.И. Васильев. – Ленинград: Машиностроение, 1985. – 168 с.
16. Борисов, В.З. Изучение червячного редуктора: Методические указания / В.З. Борисов. – Ленинград: Изд-во ЛТИ им. Ленсовета, 1986. – 20 с.
17. Дулевич, А.Ф. Детали машин: Лабораторный практикум / А.Ф. Дулевич. – Минск: БГТУ, 2004. – 125 с.
18. Антонов, А.С. Планетарные передачи: учебное пособие / А.С. Антонов, Б.А. Артамонов, Б.М. Коробков, Е.И. Магидович. – Москва: Воениздат, 1954. – 607 с.
19. ГОСТ Р 52776 – 2007. Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики. – Введ. 31.10.2007 г. – Москва: Стандартинформ, 2007. – 74 с.
20. Пат. 2419018 Российская Федерация, МПК⁸ F16K 31/04, F16K 31/54. Электропривод запорной арматуры / Д.М. Плотников, В.Н. Сызранцев; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тюменский государственный

нефтегазовый университет». – № 2009143224/06; заявл. 23.11.2009; опубл. 20.05.2011, Бюл. №14. – 6 с.

21. Пат. 2457385 Российская Федерация, МПК⁸ F16K 31/04, F16H 37/08. Универсальный высокомоментный многооборотный электропривод запорной арматуры трубопроводного транспорта / П.Г. Сидоров, В.Я. Располов, А.В. Дмитриев, А.А. Пашин, М.В. Терешкин, Ю.В. Ведешкин, А.В. Плясов; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тульский государственный университет», ОАО «Мичуринский завод «Прогресс». – № 2011121427/11; заявл. 30.05.2011; опубл. 27.07.2012, Бюл. №21. – 15 с.

22. Пат. 2427750 Российская Федерация, МПК⁸ F16K 31/04, F16H 25/20. Электромеханический привод / М.Е. Федосовский, В.В. Николаев, В.И. Дунаев; заявитель и патентообладатель ЗАО «Диаконт». – № 2009138441/06; заявл. 20.10.2009; опубл. 27.08.2011, Бюл. №24. – 10 с.

23. Плотников, П.Н. Запорная задвижка с приводной головкой. Расчет и конструирование: Учебно-методическое пособие / П.Н. Плотников, Т.А. Недошивина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2015. – 136 с.

24. Гуревич, Д.Ф. Основы расчета трубопроводной арматуры: Методические указания / Д.Ф. Гуревич. – Ленинград: Машгиз, 1962. – 410 с.

25. Коллекторные микродвигатели с полым ротором [Электронный ресурс]: предприятие-разработчик микродвигателей FAULHABER. – Швейцария. – Режим доступа: <https://www.faulhaber.com/>

26. Ашейчик, А.А. Экспериментальная механика. Определение физико-механических свойств полимеров и эластомеров: Учебное пособие / А.А. Ашейчик. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехнического университета, 2016. – 168 с.

27. Билибин, А.Ю. Функциональные свойства полимеров: Учебник для вузов / А.Ю. Билибин. – Санкт-Петербург: Изд-во Санкт-Петербургского университета, 1998. – 136 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. ГРАФИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ


Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Э. А. Петровский
« 06 » июня 2017 г.

БАКАЛАВАРСКАЯ РАБОТА

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело», профиль 21.03.01.07
«Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового
производства»

Разработка системы управления запорным устройством трубопроводов
диаметром 300 мм

Руководитель


06.06.2017

доцент, к.т.н

А. К. Данилов

Выпускник



В. В. Коваленок

Красноярск 2017